



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
Faculdade de Engenharia Mecânica

**ÍCARO PAVANI TEODORO**

# **Estudo do Comportamento do Sistema de Freio Pneumático de Trens de Carga utilizando o Método dos Volumes Finitos**

CAMPINAS  
2017

**ÍCARO PAVANI TEODORO**

# **Estudo do Comportamento do Sistema de Freio Pneumático de Trens de Carga utilizando o Método dos Volumes Finitos**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO ÍCARO PAVANI TEODORO, E ORIENTADA PELO PROF. DR. AUTELIANO ANTUNES DOS SANTOS JÚNIOR

.....  
ASSINATURA DO ORIENTADOR

**CAMPINAS  
2017**

**Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s):** Não se aplica.

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

T264e Teodoro, Ícaro Pavani, 1992-  
Estudo do comportamento do sistema de freio pneumático de trens de carga utilizando o método de volumes finitos / Ícaro Pavani Teodoro. – Campinas, SP : [s.n.], 2017.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Freios pneumáticos. 2. Transporte ferroviário. I. Santos Júnior, Auteliano Antunes dos, 1963-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Railway pneumatic brake system's behavior study using finite volume's method

**Palavras-chave em inglês:**

Pneumatic brake

Railway transport

**Área de concentração:** Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Auteliano Antunes dos Santos Júnior [Orientador]

Paulo Roberto Gardel Kurka

Zilda de Castro Silveira

**Data de defesa:** 02-06-2017

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

# **Estudo do Comportamento do Sistema de Freio Pneumático de Trens de Carga utilizando o Método dos Volumes Finitos**

Autor: Ícaro Pavani Teodoro

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior**  
**Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM**

**Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka**  
**Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM**

**Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Zilda de Castro Silveira**  
**Universidade de São Paulo – USP**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 02 de junho de 2017.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho aos meus pais por todo apoio e incentivo proporcionados, que sem eles não encontraria forças para chegar aonde estou.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais que sempre me apoiaram;

Ao Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, por tornar possível minha participação neste trabalho e me guiar durante o mesmo;

E por fim a empresa VALE S.A, a qual forneceu o material necessário para a sua realização.

## Resumo

O transporte ferroviário se destaca pela sua alta capacidade de carga e baixo custo por tonelada transportada. O conhecimento do comportamento dinâmico da composição ferroviária ao longo de seu curso é necessário para o desenvolvimento de conduções mais eficientes e seguras. Um dos principais sistemas de controle de velocidade do trem é o sistema pneumático de freio, que pode ocasionar acidentes se utilizado de forma indevida. Por exemplo, se em uma entrada de curva a força de frenagem não for suficiente para reduzir a velocidade do trem, este pode descarrilar. Para a análise desse sistema é necessário conhecer as características do fluido em seu interior em cada componente. Assim, buscou-se desenvolver um modelo matemático que reproduzisse o comportamento do sistema de freio de composições ferroviárias de carga em todas as suas etapas de funcionamento, que são carregamento, alívio, aplicação e emergência. Para isso, estudou-se o comportamento do fluido (ar comprimido) dentro do encanamento geral do sistema de freios ferroviários e seu conjunto de válvulas, visando modelar seus acionamentos e aplicações devido a variações das características do escoamento em sua entrada. Foram desenvolvidos modelos utilizando as equações conservativas que regem os escoamentos compressíveis com as devidas simplificações, junto com a aplicação de um método numérico que focado no aspecto físico do problema, o método de volumes finitos. Além disso, foram criados modelos lógicos compostos por componentes pneumáticos simples, que têm a função de representar as variações dos fluxos de fluido pelo sistema de freio pneumático. O modelamento foi escrito em linguagem C++, com o intuito de obter uma alta taxa de geração de resultados. Isso permite sua utilização em um simulador em tempo real, capaz de representar o comportamento do sistema de freio pneumático ferroviário e servindo de suporte para treinamento de operadores e projetos logístico-ferroviários. Os resultados obtidos mostram o comportamento da pressão do fluido em cada componente do sistema de freio e como cada um destes está vinculado com o seu adjacente, de modo que é possível observar curvas de pressão distintas e específicas para cada operação. Esses resultados foram comparados com as respostas de um simulador comercial. As respostas do modelo divergiram alguns segundos nos tempos de estabilização de pressão, mas seu

comportamento transiente foi similar a resposta do simulador comercial. Pode-se concluir, que o grau das divergências entre as respostas não causava interferência significativa no comportamento macro do sistema e consolidava o modelo como um método adequado de simulação do sistema de freio pneumático ferroviário.

Palavras Chave: *freio pneumático, transporte ferroviário, ferrovia.*



## **Abstract**

The railroad transportation stands out for its high load capacity and cost per ton transported. Knowledge of the dynamic behavior of train composition throughout its course is necessary for the development of more efficient and safe driving. One of the main control systems of the train is the pneumatic brake system, which can cause accidents if used improperly. For example, if the value of the brake force was not enough to reduce the velocity of the train in the entrance of a curve, it could derail. For the analysis of this system, it is necessary to know the characteristics of the fluid in its interior in each component. Thereby, this work sought to develop a model to reproduce the behavior of the freight train's brake system in all its working stages, which are supply, brake release, application and emergency application. Therefore, the behavior of the fluid (compressed air) inside the brake system's brake pipe and set of valves was studied, aiming to model the actuation and application due the characteristics variation of the inlet flow. Models were developed using the conservative equations that govern the compressive flow with its necessary simplifications, together with a numerical method focused on the resolution by the physics aspect, the finite volume method. Besides that, it was created logical models composed of simple pneumatic components, which has the function to represent the variations of fluid flows by the pneumatic brake system. The modeling was written in C++ language, in order to obtain a high rate of results generation. This allows its use in a real-time simulator, capable of representing the behavior of the railway pneumatic brake system and serving as support for operator training and logistical-rail projects. The obtained results show the behavior of the fluid pressure in each component of the brake system and how each of them is linked with its adjacent, so that it is possible to observe different and specific pressure curves for each operation. These results were compared with the responses of a commercial simulator. The responses of the model diverged a few seconds in the pressure stabilization times, but its transient behavior was similar to the commercial simulator response. It can be concluded that the degree of divergence between the responses did not cause significant interference in the macro behavior of the system and consolidated the model as an adequate method of simulation of the railway pneumatic brake system.

Key words: *pneumatic brake, railway transport, railway.*

## Lista de Figuras

Figura 2.1 - Diagrama de funcionamento do sistema de freio pneumático a ar direto. O sistema é composto pelos componentes localizados na locomotiva (A): 1- Compressor, 2- Reservatório Principal e 3- Manipulador de Freio; pelo 4- encanamento geral e pelo componente localizado nos vagões: 5- Cilindro de Freio. ....	28
Figura 2.2 - Transferência de força do pistão para a sapata de freio .....	28
Figura 2.3 - Diagrama de funcionamento do Sistema de freio a ar automático. O sistema é composto pelos componentes localizados na locomotiva (A): 1- Compressor, 2- Reservatório Principal e 3- Manipulador de Freio; pelo 4- encanamento geral e pelos componentes localizados nos vagões: 5- Válvula de Controle, 6- Reservatórios de Emergência e Auxiliar e 7- Cilindro de Freio. ....	29
Figura 2.4 – Esquema da Válvula AB. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula asseguradora de alívio (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente. ....	32
Figura 2.5 - Esquema da Válvula ABD. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula assegurado de alívio modificada (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente. ....	33
Figura 2.6 - Esquema da Válvula ABDX. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência modificada (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula assegurado de alívio modificada (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro	

de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente. ....	34
Figura 3.1 – Escoamento passando por um volume finito fixo no espaço. Adaptado de (ANDERSON, 1995).....	47
Figura 3.2 – Volume infinitesimal movendo-se junto com o fluído com as forças na direção x sendo mostradas. Adaptado de (ANDERSON, 1995).....	48
Figura 3.3 – Fluxos de Energias associados a um elemento infinitesimal e movendo junto ao fluído, sendo mostrado só os fluxos na direção x para facilitar a visualização. Modelo utilizado para a formulação da equação de energia. Adaptado de (ANDERSON, 1995).....	50
Figura 3.4 - Representação do Método de Elementos Finitos .....	53
Figura 3.5 - Fator de atrito em função do número de Reynolds .....	57
Figura 3.6 - Resistência Total (L/D) para (a) curvas de 90° em tubos e cotovelos flangeados e (b) curvas de gomos. Adaptado de (PHILIP J. PRITCHARD, 2011)....	57
Figura 3.7 - Modelo da Válvula AB. Representada por diversos orifícios, reservatórios e cilindro, na qual os orifícios representam as conexões entre os componentes, os reservatórios são volumes para acúmulo de pressão e o cilindro representa o cilindro de freio que possui certo deslocamento para total aplicação de sua funcionalidade. ....	63
Figura 3.8 - Fluxograma Válvula AB (presente em dimensão maior no Anexo A).....	65
Figura 3.9 - Modelo da Válvula ABDX, semelhante a válvula AB, mas com dois orifícios controlados adicionais, mostrados em vermelho e em azul na figura. ....	66
Figura 3.10 - Fluxograma Válvula ABDX (Em formato maior no anexo B) .....	67
Figura 3.11 - Comportamento do Cm em relação à razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída.....	69
Figura 3.12 - Comportamento do Cm em relação à razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída.....	69
Figura 4.1 – Comparação entre o comportamento da pressão simulado (linha continua) e o medido (FUNK; ROBE, 1970) (círculos) ao final da tubulação para uma entrada de grau de mais 60 psi. ....	77
Figura 4.2 – Discrepância entre o comportamento simulado e o medido para o carregamento do sistema. ....	78

Figura 4.3 – Comparação entre o comportamento da pressão simulado (linha contínua) e o medido (FUNK; ROBE, 1970) (círculos) no final da tubulação para uma entrada de menos 60 psi. ....	78
Figura 4.4 - Discrepância entre o comportamento simulado e o medido para o descarregamento do sistema. ....	79
Figura 4.5 – Curva de Pressões ao longo do E.G durante o carregamento. Composição de 50 vagões. ....	82
Figura 4.6 – Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para o carregamento. Composição de 50 vagões. ....	83
Figura 4.7 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para o carregamento. Composição de 50 vagões. ....	83
Figura 4.8 - Curvas de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	85
Figura 4.9 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para a aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	86
Figura 4.10 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	86
Figura 4.11 - Comparação entre o comportamento de pressão dos componentes do sistema de freio modelados, linha contínua em relação ao C.S., linha de círculos, para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	87
Figura 4.12 - Comparação entre o comportamento de pressão dos componentes do sistema de freio modelados, linha contínua em relação ao C.S., linha de círculos, para o vagão 49 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	88
Figura 4.13 – Curva de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação máxima. Composição de 50 vagões. ....	90
Figura 4.14 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para aplicação máxima. Composição de 50 vagões. ....	91
Figura 4.15 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para aplicação máxima. Composição de 50 vagões. ....	91
Figura 4.16 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação máxima. Composição de 50 vagões. ....	92

Figura 4.17 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 49 na operação de aplicação máxima. Composição de 50 vagões. ....	93
Figura 4.18 – Curva de Pressões ao longo do E.G. durante a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões. ....	95
Figura 4.19 – Curva de Pressões ao longo do EG na retirada de ar do sistema durante a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões. ....	96
Figura 4.20 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.....	97
Figura 4.21 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.....	97
Figura 4.22 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação de emergência. Composição de 50 vagões. ....	98
Figura 4.23 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 49 na operação de aplicação de emergência. Composição de 50 vagões. ....	99
Figura 4.24 – Curva de Pressões ao longo do E.G. durante o carregamento. Composição de 100 vagões.....	101
Figura 4.25 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para o carregamento. Composição de 100 vagões. ....	101
Figura 4.26 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para o carregamento. Composição de 100 vagões. ....	102
Figura 4.27 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 99 para o carregamento. Composição de 100 vagões. ....	102
Figura 4.28 – Curva de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação mínima. Composição de 100 vagões.....	103
Figura 4.29 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação mínima. Composição de 100 vagões.....	104
Figura 4.30 - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 99 para aplicação mínima. Composição de 100 vagões.....	104
Figura 4.31 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões. ....	106

Figura 4.32 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 99 na operação de aplicação mínima. Composição de 100 vagões. ....	107
Figura 4.33 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 150 vagões. ....	109
Figura 4.34 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 149 na operação de aplicação mínima. Em uma Composição de 150 vagões. ....	110
Figura 4.35 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação de emergência. Composição de 150 vagões. ....	112
<b>Figura 4.36</b> - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 149 na operação de aplicação de emergência. Composição de 150 vagões. ....	113
Figura 4.37 – Variação de pressões ao longo do tempo para Encanamento Geral, Reservatórios Auxiliar e de Emergência e Cilindro de Freio. Linha contínua resultado do modelo da válvula ABDX e linha tracejada resultado do modelo da válvula AB. Em uma Composição de 100 vagões. ....	115
Figura 4.38 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de duas etapas de aplicação. Em uma Composição de 50 vagões. ....	116
Figura 4.39 - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 99 na operação de duas etapas de aplicação. Em uma Composição de 100 vagões. ....	118

## Lista de Tabelas

Tabela 3-1: Comprimentos Equivalentes Adimensionais Representativos (L/D) para válvulas e Acessórios. Adaptado de (PHILIP J. PRITCHARD, 2011). ....	58
Tabela 3-2: Características da Locomotiva .....	72
Tabela 3-3: Características do Vagão .....	73
Tabela 3-4: Características da Válvula de Controle AB .....	74
Tabela 3-5: Características da Válvula de Controle ABDX .....	75
Tabela 4-1: Tempos de obtenção da Pressão de Estabilização.....	79
Tabela 4-2: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Composição de 50 vagões.....	88
Tabela 4-3: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação mínima no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.....	89
Tabela 4-4: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de máxima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.....	93
Tabela 4-5: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de máxima no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões. Em uma Composição de 50 vagões. ....	94
Tabela 4-6: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.....	99
Tabela 4-7: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.-	



Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.....	100
Tabela 4-8: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões. ....	106
Tabela 4-9: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 99 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões. ....	107
Tabela 4-10: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões. ....	109
Tabela 4-11: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 149 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões. ....	110
Tabela 4-12: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões. Em uma Composição de 150 vagões. ....	112
Tabela 4-13: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 149 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões.....	113
Tabela 4-14: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de duas etapas no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões. ....	117
Tabela 4-15: Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de duas etapas no vagão 99 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões.....	118

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### ***Letras Latinas***

<b><math>A_0</math></b>	área do orifício	[m <sup>2</sup> ]
<b><math>A</math></b>	área transversal do pistão	[m <sup>2</sup> ]
<b><math>f(Q)</math></b>	função de fluxo	
<b><math>C</math></b>	constante de amortecimento	[N.s/m]
<b><math>K</math></b>	constante elástica	[N/m]
<b><math>M</math></b>	massa do pistão	[kg]
<b><math>P_i</math></b>	pressão	[Pa]
<b><math>P_0</math></b>	pressão inicial	[Pa]
<b><math>P_d</math></b>	pressão de saída do orifício	[Pa]
<b><math>P_u</math></b>	pressão de entrada do orifício	[Pa]
<b><math>R</math></b>	constante específica do ar	[J/kg.K]
<b><math>T</math></b>	temperatura ambiente	[K]
<b><math>V</math></b>	volume	[m <sup>3</sup> ]
<b><math>X</math></b>	deslocamento	[m]
<b><math>X_0</math></b>	posição inicial pistão	[m]
<b><math>\dot{X}</math></b>	velocidade do pistão	[m/s]
<b><math>\ddot{X}</math></b>	aceleração do pistão	[m/s <sup>2</sup> ]
<b><math>d</math></b>	diâmetro da tubulação	[pol]
<b><math>f</math></b>	fator de atrito	
<b><math>g</math></b>	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
<b><math>\dot{m}</math></b>	fluxo mássico	[kg/s]
<b><math>Re</math></b>	número de Reynolds	
<b><math>U</math></b>	velocidade do ar no EG	[m/s]

### ***Letras Gregas***

$\rho$	densidade do ar	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	Número de Courant	
$\lambda_p$	Autovalor da Matriz $B_i^n$	
$\gamma$	razão entre calores específicos do ar	
$\Delta t$	intervalo de tempo de integração	[s]
$\Delta x$	distância entre pontos na malha	[m]

### ***Abreviações***

<b>E.G.</b>	Encanamento Geral
<b>R.A.</b>	Reservatório Auxiliar
<b>R.E.</b>	Reservatório de Emergência
<b>V.S.R.</b>	Volume de Serviço Rápido
<b>C.F.</b>	Cilindro de Freio
<b>S.C.</b>	Simulador Comercial

## Sumário

1	INTRODUÇÃO .....	22
2	EMBASAMENTO TEÓRICO .....	27
2.1	Conceitos Básicos: O sistema de freio ferroviário .....	27
2.2	Simulação do Escoamentos de Fluidos em Dutos .....	34
2.3	Simulação do Sistema de Freio Ferroviário.....	40
3	MODELO DO SISTEMA DE FREIO FERROVIÁRIO .....	45
3.1	Modelos Básicos .....	45
3.1.1	Número de Reynolds .....	45
3.1.2	Derivada Material.....	46
3.1.3	Equações Diferenciais Conservativas para Fluídos.....	46
3.1.4	Método de Volumes Finitos .....	52
3.2	Modelo do encanamento geral .....	54
3.3	Modelo da válvula de controle AB .....	61
3.4	Modelo da válvula de controle ABDX .....	65
3.5	Funções que Descrevem os Componentes das Válvulas .....	67
3.5.1	Orifício .....	67
3.5.2	Câmara.....	70
3.5.3	Cilindro .....	70
3.6	Características do Sistema Modelado .....	72
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	76
4.1	Ensaio 1: 1 locomotiva e 50 vagões geminados.....	81
4.1.1	Carregamento.....	81
4.1.2	Aplicação Mínima .....	84
4.1.3	Aplicação de Máxima.....	90
4.1.4	Aplicação de Emergência .....	94
4.2	Ensaio 2: 1 Locomotiva e 100 vagões Geminados.....	100
4.2.1	Carregamento.....	100

4.2.2	Aplicação Mínima .....	103
4.3	Ensaio 3: 1 Locomotiva e 150 Vagões Geminados .....	108
4.3.1	Aplicação mínima .....	108
4.3.2	Aplicação de Emergência .....	111
4.4	Válvula de Controle ABDX .....	114
5	CONCLUSÕES .....	119
	Referências Bibliográficas .....	121
	Apêndice A – Classificação de Equações Diferenciais Parciais (E.D.P.) .....	126
	Anexo A – Fluxograma do Modelo da Válvula AB .....	128
	Anexo B – Fluxograma do Modelo da Válvula ABDX .....	129

# 1 INTRODUÇÃO

O transporte ferroviário é realizado por um ou mais veículos sobre um caminho definido (os trilhos). Foi primeiramente utilizado na Grécia antiga, para transporte de barcos sobre carruagens em uma via sulcada em calcário (LEWIS, 2001). Porém, seu desenvolvimento foi mais acelerado somente a partir da Revolução Industrial, devido à criação das máquinas a vapor. Essa revolução gerou a necessidade de transportar um maior volume de cargas, o que levou ao desenvolvimento da locomotiva a vapor e, conseqüentemente, à dispersão e ao desenvolvimento das linhas férreas. Dessa forma, era possível transportar uma elevada quantidade de carga de uma única vez e conectar pólos de suprimento de matérias-primas e produtos a portos, pólos industriais e pólos consumidores de uma forma muito mais veloz que a vista nos séculos anteriores, além de permitir às pessoas viagens muito mais curtas.

Conforme o transporte ferroviário foi se desenvolvendo e se difundindo ao redor do globo, começou a ser utilizado não só para transporte de matérias-primas e mercadorias, mas também para passageiros em viagens longas. Com o desenvolvimento de novos equipamentos ferroviários e novas técnicas de transporte, foi possível aumentar tanto a velocidade dos veículos como a sua capacidade de carga, tornando esse transporte ainda mais adequado às necessidades de passageiros, comércio e indústria.

Em comparação com o transporte de cargas rodoviário, o transporte ferroviário possui algumas vantagens: possui alta capacidade de carga; é altamente competitivo no transporte terrestre de longas distâncias; é pouco afetado por tráfego por utilizar vias exclusivas; e tem baixo impacto ambiental, tendo em vista que emitem carbono em quantidades muitas vezes menor do que os concorrentes rodoviários (caminhões) para um mesmo volume de carga transportada. Por outro lado, o transporte ferroviário é muitas vezes mais lento que o rodoviário, tanto para passageiros quanto para cargas. Além disso, ele possui o percurso pouco flexível, sendo que muitas vezes ele depende do transporte rodoviário para que a carga que transporta chegue até as ferrovias ou que a carga transportada chegue até seu destino final. Além disso, existe um alto custo fixo de investimento inicial em locomotivas, vagões, terminais e via permanente (que deve ser necessariamente longa para ser competitiva).

No Brasil, os produtos de exportação são commodities. Elas precisam ser transportadas por longas distâncias desde o interior do país até os portos para posteriormente serem levadas para o exterior. Por se tratarem de produtos de baixo valor agregado, grande volume e percorrerem grandes distâncias, o ideal é que o transporte seja realizado pelos modais ferroviário ou fluvial. Porém, o que ocorre frequentemente é que esse transporte seja feito por caminhões e em rodovias bastante deterioradas, o que encarece os produtos brasileiros e os tornam menos competitivos. O modal fluvial é ainda muito primitivo no Brasil e depende da geografia, quase sempre; o ferroviário tem uma participação mais expressiva, mas muito aquém do necessário pelas dimensões e pelas necessidades do país. Estimativas da Confederação Nacional do Transporte (CNT), de 2009, indicam que o Brasil precisa de, no mínimo, aproximadamente 24 mil km de ferrovias adicionais para a adequação da matriz de transportes (CNT, 2009).

As primeiras ferrovias no Brasil foram financiadas por capital privado inglês no final do século XIX para o transporte de café no Estado de São Paulo (CASTRO, 2002). A partir de 1900, essas ferrovias foram nacionalizadas e passaram a ser controladas pelo Estado. Houve um pequeno desenvolvimento do setor ferroviário brasileiro, mas, a partir do governo Juscelino Kubitschek, ele foi abandonado em razão da prioridade de investimento em rodovias. Nos anos de 1990, o investimento ferroviário foi retomado com o início das concessões a empresas privadas.

Atualmente, existem no Brasil 12 concessões ferroviárias, operadas por oito grupos empresariais, o que resultou no aumento da participação desse modal de 19% para 28% das movimentações de carga nos últimos anos (ANTT, 2014). Ainda assim, a rede ferroviária brasileira tem pouca extensão (cerca de 28.600 km, nem toda utilizada regularmente) e uma distribuição geográfica concentrada nas regiões Sul e Sudeste. Há vários projetos de ampliação da malha. O governo brasileiro vem estudando a possibilidade de trabalhar em parceria com empresas de infraestrutura chinesas para captar recursos para as obras necessárias na malha ferroviária. Houve discussões sobre a viabilidade de uma interligação do eixo Rio-São Paulo por um trem de alta velocidade e também de uma ferrovia interligando o Atlântico ao Pacífico. Mesmo que demorem a sair do papel, a existência desses projetos mostra a necessidade de expandir-se a malha ferroviária brasileira para aumentar a competitividade dos produtos de exportação do país.

O alto custo fixo do transporte ferroviário, além de relacionado ao custo de locomotivas, vagões e linhas férreas, também incide sobre a troca de componentes danificados, como por exemplo, rodeiros e aparelhos de choque-tração. Tais componentes, sem a devida manutenção e controle de vida útil, podem quebrar e ocasionar descarrilamento da composição ferroviária. Isso gera altos gastos para a empresa que gerencia a malha, tanto com a recuperação do trem, quanto com o tempo de inatividade da malha ferroviária em função do bloqueio da via. Para minimizar a ocorrência de falhas e os gastos associados, é necessário conhecer os fatores que influenciam no aparecimento delas. Dentre os fatores mais importantes, os esforços gerados pelo movimento dos veículos são cruciais em qualquer análise de vida em serviço dos componentes. Assim, é necessário conhecer e analisar a dinâmica do trem ao longo de seu percurso e observar o comportamento devido as excitações internas e externas.

Para prever o comportamento dos trens durante a operação e estudar as causas de falha, a VALE, maior mineradora brasileira e que possui concessão sobre duas linhas férreas (Vitória a Minas e Carajás), utiliza o software americano TOS (Train Operation System), produzido pela Alion Science, que, de acordo com a empresa, reproduz adequadamente o que acontece na composição ferroviária. Contudo, esse software já foi descontinuado pelo fabricante e não possui mais suporte técnico. Além disso, não há informações disponíveis na literatura sobre o seu desenvolvimento ou a descrição dos modelos teóricos empregados, o que permitiria a sua replicação a partir de novos softwares.

Softwares de simulações são importantes para o desenvolvimento da indústria em geral, e em especial a ferroviária, pois os modelos que conseguem simular de maneira rápida e precisa os comportamentos da composição ferroviária e seus componentes permitem um desenvolvimento mais acelerado de novos componentes, mais eficientes, e técnicas de direção mais eficazes. Esses modelos são geralmente numéricos e, por isso, possuem erros intrínsecos em sua resolução, que são produzidos pelas simplificações adotadas em cada modelo. Então, quanto menos simplificações o modelo possuir, melhor representará o fenômeno real, mas seu tempo de processamento computacional será maior, sendo que a recíproca é verdadeira. Assim, é preciso identificar qual o grau de precisão requerido para cada simulação.



Visando à criação de uma base de conhecimento ferroviário no Brasil e ao desenvolvimento de modelos que representem o comportamento dinâmico da composição, possam apresentar resultados semelhantes aos que são obtidos com o TOS e permitam a representação de situações de transporte similares às brasileiras, a VALE S.A. desenvolveu em parceria com a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (Poli-USP) um software de simulação próprio, chamado de VTS3D. Esse programa seria voltado inicialmente ao treinamento de maquinistas, mas o escopo do projeto foi gradativamente ampliado à medida que novas competências foram identificadas no país. Assim, para que o programa pudesse simular adequadamente o comportamento do sistema de freios e da dinâmica longitudinal, foi realizada uma parceria entre a VALE e a FEM-Unicamp para que fossem desenvolvidos modelos que reproduzissem fidedignamente situações reais de frenagem ferroviária e pudessem ser acoplados ao VTS3D. Com resultados mais próximos à realidade, a VALE pretendia que o programa também pudesse ser utilizado para verificar as condições de operação mais apropriadas para cada trecho de suas ferrovias e analisar as causas de possíveis falhas.

Uma das características buscadas para esse simulador foi a identificação da força de frenagem da composição ferroviária, pois ela afeta diretamente toda a dinâmica longitudinal da composição. É também de extrema importância entender seu comportamento durante cada operação de frenagem e qual o efeito quando surgem situações nas quais ocorrem falhas de freio e somente é possível aplicar freio em alguns vagões, ocasionando grandes variações de forças entre os veículos e possíveis descarrilamentos, o que pode causar prejuízos financeiros e perda de vidas.

O objetivo deste trabalho está inserido nesse contexto. Pretende-se criar um modelo capaz de representar adequadamente o comportamento do sistema de frenagem ferroviário por meio do qual seja possível identificar as pressões em cada componente desse sistema e a cada instante do processo de frenagem. Para isso, é necessário modelar todo o sistema de freio pneumático presente nos trens de forma a representar como o sistema real reagiria aos comandos que o maquinista impõe sobre o mesmo. Será dada ênfase no modelamento do escoamento no encanamento principal (geral). Em resumo, este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo de escoamento de fluídos que represente o comportamento de sistemas de freios de composições ferroviárias de carga, em todas as suas fases, com os equipamentos atuais empregados nas ferrovias nacionais.

Para tanto, o trabalho é dividido da seguinte maneira:

- O capítulo 2 apresenta e explica como funciona o sistema de freio pneumático ferroviário e apresenta uma revisão bibliográfica do estado da arte, relacionados a linhas de pressão, escoamentos compressíveis e freios pneumáticos.
- No capítulo 3, são mostradas as equações de conservação de massa, momento e energia para escoamentos compressíveis e as imposições e simplificações utilizadas para o emprego das mesmas no sistema de freios, assim como as equações específicas de cada componente pneumático e o método de resolução numérica.
- No capítulo 4, são apresentados os resultados obtidos com o modelo desenvolvido, os quais são discutidos e comparados com os dados obtidos empregando o simulador ferroviário TOS.
- Por fim, o capítulo 5 traz as conclusões do trabalho e a proposição dos possíveis trabalhos derivados deste.

## 2 EMBASAMENTO TEÓRICO

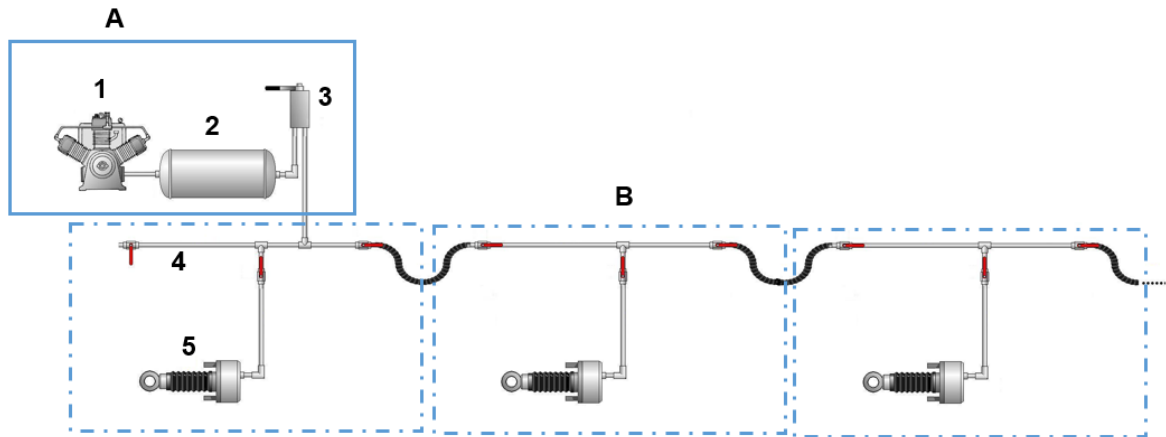
As composições ferroviárias de carga possuem um sistema de freio composto por diferentes componentes pneumáticos, cada um com funções específicas para correto funcionamento do sistema. Para que seja possível desenvolver os modelos que representem adequadamente este sistema, é necessário conhecer tais componentes. Cada um deles será apresentado ao longo deste capítulo.

Neste capítulo, também é feita a revisão bibliográfica sobre os estudos já realizados a respeito de escoamentos compressíveis e linhas de pressão, com ênfase nos que foram utilizados nessa dissertação. Para facilitar a exposição e o entendimento, tais estudos foram separados em dois conjuntos diferentes, o primeiro trata dos estudos sobre escoamentos transientes e modelos aplicados em gasodutos, de configuração similar a alguns componentes deste trabalho; o segundo aborda os modelos aplicados em sistemas de freios pneumáticos.

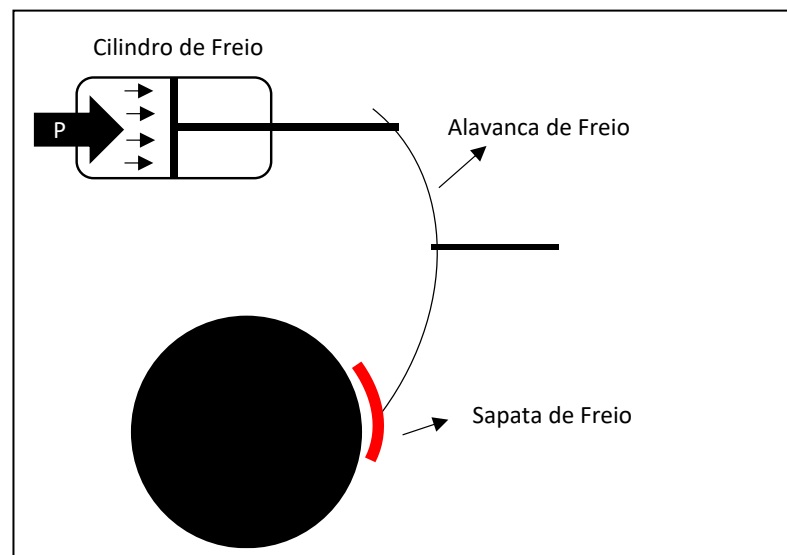
### 2.1 Conceitos Básicos: O sistema de freio ferroviário

O transporte ferroviário movido à vapor existe desde o século XIX, sendo um dos principais frutos da revolução industrial. O controle de velocidade e parada dessa época era baseado no acionamento de freio mecânico por meio de alavancas nas locomotivas e vagões individualmente. Tais sistemas, como não poderiam deixar de ser, dependiam do peso e do quanto desse peso era possível transferir para o trilho como uma força resistiva. Dentre outros fatores, a necessidade de grandes forças para a frenagem limitava a velocidade das composições. Em 1869, George Westinghouse desenvolveu o primeiro tipo de freio pneumático: o sistema de freio a ar direto. Nesse sistema, o acionamento dos freios é feito pela transferência de ar comprimido direta entre o *reservatório de ar na locomotiva* e os *cilindros de freio*. A intensidade da frenagem é proporcional à atuação do maquinista no *manipulador de freio* da Locomotiva, como pode ser visto no diagrama da Figura 2.1. A aplicação do freio ocorre por meio da transferência da força aplicada em um pistão no cilindro de freio, amplificada pelo emprego de *uma alavanca* (Figura 2.2). Assim, a força de

frenagem é proporcional à pressão no cilindro de freio e esta, por sua vez, é a mesma que é liberada pelo maquinista empregando o manipulador de freio.



**Figura 2.1 - Diagrama de funcionamento do sistema de freio pneumático a ar direto.** O sistema é composto pelos componentes localizados na locomotiva (A): 1- Compressor, 2- Reservatório Principal e 3- Manipulador de Freio; pelo 4- encanamento geral e pelo componente localizado nos vagões: 5- Cilindro de Freio.

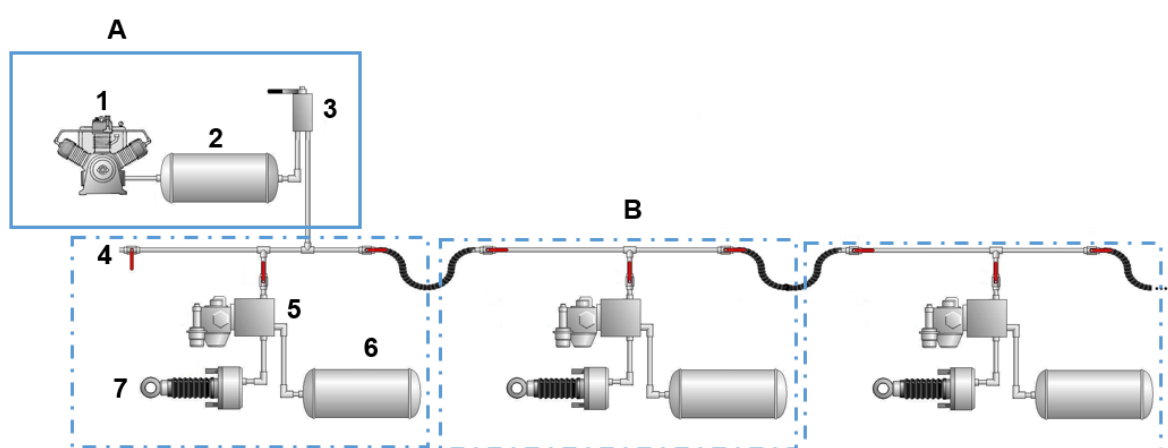


**Figura 2.2 - Transferência de força do pistão para a sapata de freio**

Nesse sistema, a aplicação do freio nos vagões próximos à locomotiva ocorre muito antes do que a aplicação nos vagões posteriores, causando graves problemas de choque entre os vagões e limitando muito o tamanho da composição. Além disso, caso o encanamento geral se rompa, não há controle da frenagem nos vagões,

perdendo-se o controle da composição. Para corrigir esses problemas, George Westinghouse desenvolveu, em 1872, o sistema de freio a ar automático.

Diferentemente do sistema anterior, no freio a ar automático, cada vagão possui um reservatório de armazenamento e uma *válvula de controle* (Figura 2.3). Os *reservatórios auxiliares* de cada vagão são preenchidos que a composição entre em movimento. A aplicação do freio ocorre pela retirada de ar (diminuição de pressão) no encanamento geral, feita pelo do manipulador de freio, o que faz com que a válvula de controle ajuste seus orifícios internos de forma que ar passe do reservatório auxiliar para o cilindro de freio. Nesse caso, a pressão gerada no cilindro de freio é proporcional à diminuição de pressão no encanamento geral. Com o freio de ar automático, foi possível aumentar a velocidade de propagação da onda de pressão, uma vez que a quantidade de ar necessária para acionar o sistema (sinal) é menor que a quantidade que deve ser transferida considerando um sistema de freio de ar direto, diminuindo os problemas relacionados ao impacto entre os vagões. Também foi solucionado o problema do rompimento do encanamento geral, já que, quando não há pressão no encanamento geral, a válvula de controle permite a passagem do ar do reservatório auxiliar para o cilindro de freios, causando a frenagem total de todos os vagões



**Figura 2.3 - Diagrama de funcionamento do Sistema de freio a ar automático.** O sistema é composto pelos componentes localizados na locomotiva (A): 1- Compressor, 2- Reservatório Principal e 3- Manipulador de Freio; pelo 4- encanamento geral e pelos componentes localizados nos vagões: 5- Válvula de Controle, 6- Reservatórios de Emergência e Auxiliar e 7- Cilindro de Freio.

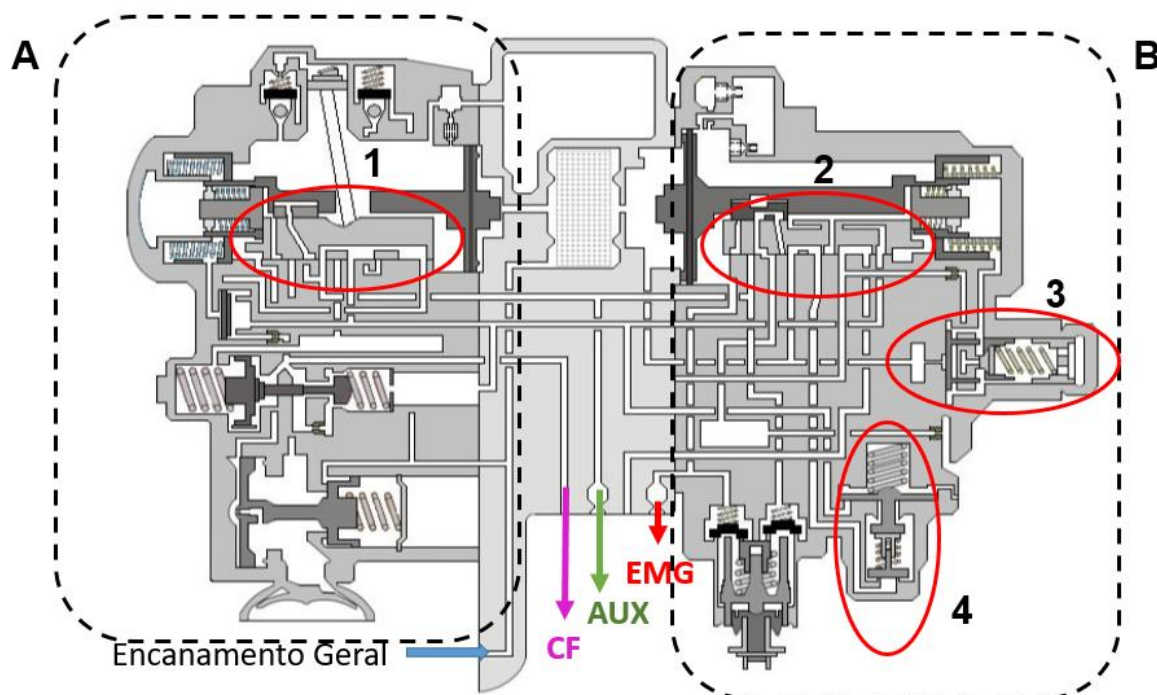
Os sistemas de freio pneumático ferroviário atuais são apenas projetos melhorados do sistema desenvolvido por Westinghouse (1872), possuindo os mesmos princípios básicos de funcionamento. Além do reservatório auxiliar, eles contam com um *reservatório de emergência* para aumentar a capacidade de frenagem em situações de risco ou no caso da falha no encanamento geral.

Conforme citado, a atuação do freio depende da pressão e da taxa de queda de pressão no encanamento geral, que por sua vez depende da posição do manipulador de freio, controlado pelo maquinista. Com o uso deste manipulador é possível realizar, basicamente, 6 tipos de operações distintas. São elas:

- Carregamento: abastecimento de todo o sistema até a pressão máxima estipulada para os reservatórios de ar, a partir da condição na qual pressão em todos os componentes do freio pneumático é a mesma do ambiente. Esse processo é o que ocorre logo depois que uma composição é montada, quando os seguimentos do encanamento geral são conectados e estão à pressão ambiente. A partir daí, é necessário carregar o sistema para que a composição possa ter seus freios liberados e partir.
- Aplicação: frenagem dos vagões a partir da diminuição de pressão no encanamento geral, pelo acionamento do manipulador pelo maquinista, o que causa a passagem de ar do reservatório auxiliar para o cilindro de freio.
- Recobrimento: interrupção do fluxo de ar entre o encanamento geral e os reservatórios e do fluxo entre o reservatório auxiliar e do cilindro de freio, mantendo todos a uma pressão estável. Isso ocorre quando a pressão do encanamento geral e do reservatório auxiliar se equilibram.
- Alívio: despressurização para o ambiente do cilindro de freio após aplicação e pressurização dos reservatórios pelo encanamento geral.
- Aplicação de emergência: frenagem dos vagões a partir da queda rápida de pressão no encanamento geral, o que causa a passagem de ar dos dois reservatórios existentes em cada vagão (auxiliar e de emergência) para o cilindro de freio, até que o equilíbrio isobárico entre eles seja atingido, o que causa a aplicação máxima de pressão no cilindro de freio e a frenagem mais intensa.
- Alívio após emergência: despressurização para o encanamento geral do cilindro de freio após aplicação de emergência, até que haja o equilíbrio de pressões, e abastecimento dos reservatórios.

Essas operações dependem diretamente do comportamento das válvulas de controle, que permitem fluxos de ar entre os reservatórios e o encanamento geral ou o cilindro de freio, dependendo do posicionamento dos *pistões* em seu interior. Esses pistões são movimentados a partir da variação de pressão no encanamento geral, podendo abrir ou fechar orifícios de passagem de ar ao deslocar-se. As válvulas que serão analisadas nesta dissertação são as válvulas AB, ABD e ABDX, muito utilizadas em veículos ferroviários para transporte de carga no país, sendo que as duas últimas são evoluções da válvula AB.

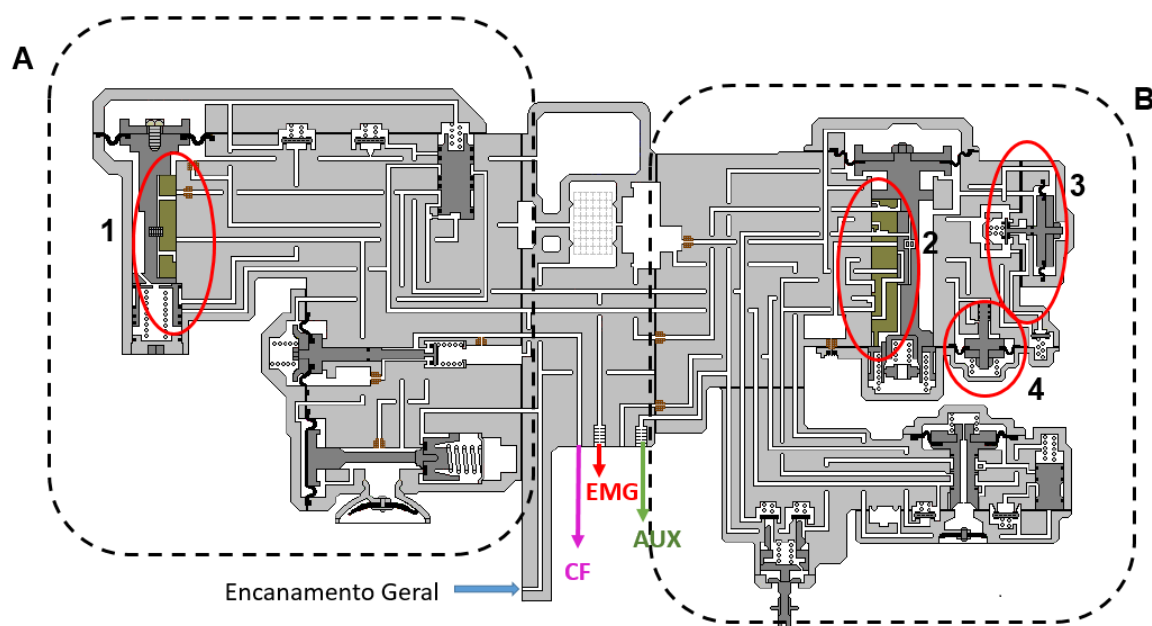
A válvula AB (Figura 2.4) é a válvula mais simples que executa todas as operações mencionadas anteriormente. Ela faz a conexão entre o encanamento geral e os componentes dos vagões (reservatórios e cilindro de freio) e é dividida em duas porções. A *porção de emergência* é a parte responsável por identificar quando haverá a aplicação de emergência ou do alívio de emergência pelo deslocamento da *válvula de gaveta de controle da emergência* conectada a um pistão. E a *porção de serviço* é responsável por controlar as aplicações e alívios normais pelo movimento *válvula de gaveta de serviço*, também atrelada a um pistão. Esta porção também possui a *válvula asseguradora de alívio*, a qual garante o início do alívio do sistema quando a diferença entre o encanamento geral e reservatório auxiliar chega a um determinado valor, e a *válvula de aplicação mínima*, responsável por garantir que o cilindro de freio obtenha uma pressão mínima durante a aplicação conectando o encanamento geral ao cilindro de freio.



**Figura 2.4** – Esquema da Válvula AB. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula asseguradora de alívio (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente.

Para a válvula ABD (Figura 2.5), a posição das válvulas gavetas foram giradas (horizontal para vertical), junto de seus respectivos pistões, com a adição de diafragmas a estes. Isso possibilitou uma maior precisão na leitura da variação de pressões no sistema. Além de que, os impactos físicos entre os vagões não mais influenciam no deslocamento destes pistões. O funcionamento da válvula se manteve o mesmo, com exceção da *válvula asseguradora de alívio*, a qual foi modificada para conectar o reservatório de emergência com o encanamento geral, fazendo com que a pressurização deste seja mais rápido quando houver a condição de alívio de freio. Possibilitando, assim, uma maior velocidade do sinal de alívio ao longo da composição ferroviária.

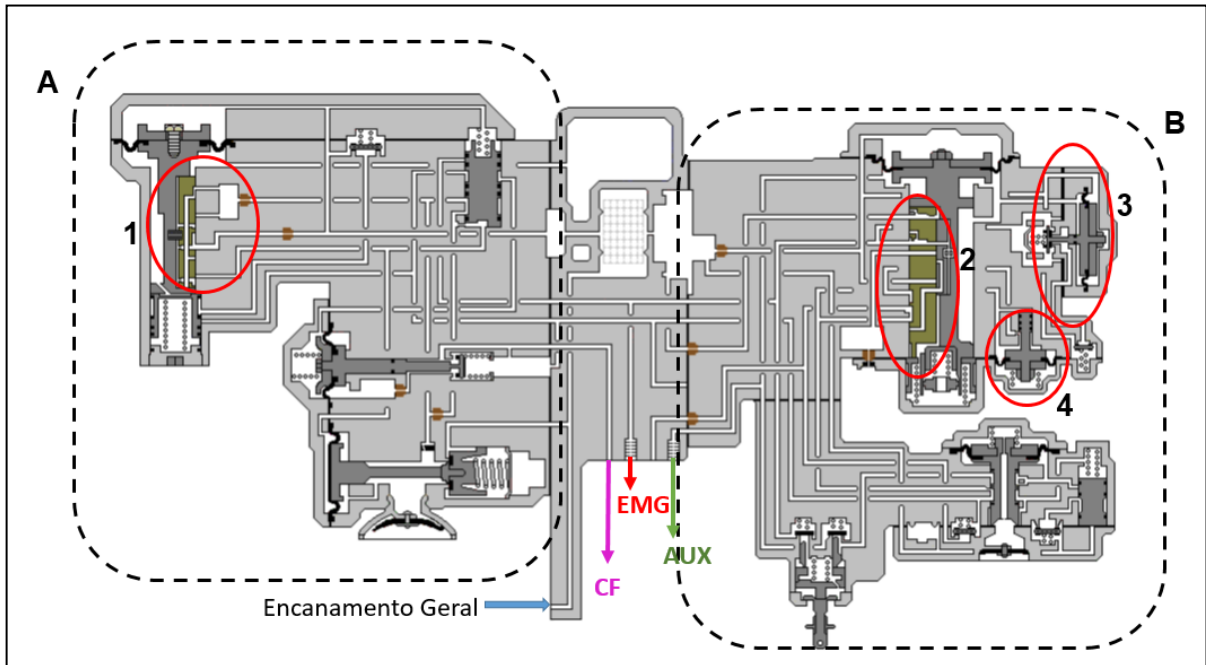




**Figura 2.5** - Esquema da Válvula ABD. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula assegurada de alívio modificada (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente.

A válvula ABD foi ainda modificada, com o intuito de elevar a velocidade do sinal de aplicação de freio, gerando a válvula ABDX. Assim, para acelerar o decaimento de pressão ao longo do encanamento geral durante uma aplicação de freio, na válvula ABDX (Figura 2.6), foi modificada a *válvula de gaveta de controle da emergência*, de modo que ele conecte por um curto período de tempo o encanamento

geral com a atmosfera, acelerando sua despressurização, consequentemente, acelerando o sinal de aplicação de freio para os vagões posteriores na composição.



**Figura 2.6** - Esquema da Válvula ABDX. Separada por duas porções: A- porção de emergência que contém a válvula de gaveta de controle de emergência modificada (1); e B- porção de serviço que contém a válvula de gaveta de serviço (2), a válvula assegurado de alívio modificada (3) e a válvula de aplicação mínima (4). E as conexões com o encanamento geral, reservatório auxiliar, de emergência e cilindro de freio são representados pelas setas de cores azul, verde, vermelho e magenta, respectivamente.

## 2.2 Simulação do Escoamentos de Fluidos em Dutos

Os estudos do comportamento transiente fluidodinâmico do ar utilizando modelos com simplificações em redes de dutos começou na década de 60, com o advento dos primeiros computadores, que possibilitaram os primeiros desenvolvimentos na área numérica para a solução das equações diferenciais. TSAO (1968, 1969) ] foi uns dos primeiros pesquisadores a estudar esse tema, utilizando as equações de conservação de massa, momento e energia do fluido para representar o comportamento do ar em longas linhas de transmissão. Ele apresentou detalhadamente o equacionamento proposto para os escoamentos compressíveis e o

aplicou na análise do comportamento transiente desses escoamentos. Além disso, definiu procedimentos para a obtenção das condições de contorno para qualquer sistema de escoamento compressível, condições estas que permitem obter resultados aceitáveis para sistemas com diferentes componentes pneumáticos acoplados ao final da linha.

Na mesma linha de trabalho de TSAO, FUNK e ROBE (1970) estudaram as linhas de transmissão pneumática sobre efeito de grandes variações de pressões de uma maneira mais abrangente do que os trabalhos anteriores, que simulavam tais escoamentos por aproximação de comportamentos laminares. Assim, o sistema foi modelado utilizando as equações de conservação massa, momento e energia levando em conta os termos não lineares presentes. Cabe notar que, em pequenos intervalos de tempo, a análise foi considerada adiabática e reversível, deixando o sistema em um estado quase-permanente isentrópico e sem levar em conta a transferência de calor na equação da energia, além de assumir um escoamento quase-permanente para o cálculo das forças de superfície. Isso possibilitou simplificar a equação de energia conforme a equação (1):

$$\rho = \frac{1}{KT} P^{1/n}, \quad (1)$$

na qual o expoente define se o escoamento permanecerá adiabático, utilizando o valor de  $n = 1,4$ , no qual  $n$  assume o valor da razão entre calores específicos do ar, ou se o escoamento será isotérmico, quando se utiliza o valor de  $n = 1,0$ . Assim, utilizando a formulação do método de diferenças finitas explícitas e um integrador padrão para a solução do sistema de equações, composto pelas equações da continuidade, da conservação do momento e da equação (1), pode-se obter resultados para diferentes sistemas, modelados como uma tubulação de diâmetro constante conectada a uma câmara. Esses resultados, quando comparados com dados experimentais de estudos realizados pelos mesmos, mostraram que o escoamento isotérmico se aproxima adequadamente do escoamento real, mas surgem pequenas divergências entre os resultados simulado e o experimental, que podem ser atribuídas tanto ao fato de não incluir o fenômeno de transferência de calor ou/e não haver a parcela da equação de energia em regime transiente.

THORLEY e TILEY (1987) apresentam as equações básicas para escoamentos compressíveis homogêneos e os diferentes métodos numéricos de solução destas equações. Os autores tinham como o principal intuito apresentar e analisar tais métodos em função de suas estabilidades, precisões e esforços computacionais. As equações apresentadas são as equações de conservação de massa, momento e energia unidimensionais, formando um conjunto de três equações hiperbólicas, que podem ser resolvidas por métodos numéricos definidos em três categorias:

- Método das características: definido por simplificar as equações hiperbólicas em função dos autovalores do sistema. Utiliza uma interpolação entre os pontos da malha para sua solução. As principais vantagens são que responde bem às descontinuidades e que é possível trabalhar com grandes passos de tempo. Porém, este método possui duas grandes desvantagens quando aplicado em transientes de fluxo rápido: a primeira é que é necessário mais de duas variáveis dependentes para descrever o sistema, aumentando a complexidade computacional; a segunda é que se for necessário empregar intervalos de tempo fixo, é preciso realizar duas interpolações espaciais na malha característica (malha de espaço-tempo criada para a solução do sistema) e isto pode ser bastante complexo.
- Formulação de diferenças finitas explícito: definido por calcular as derivadas em função da variação das variáveis dependentes ( $P$ ,  $u$  e  $T$ ) em relação às variáveis independentes ( $x$  e  $t$ ). Esse método possui diversas variações com diversas precisões, porém sua estabilidade é dependente dos intervalos temporais e espaciais. Em alguns casos, é necessário utilizar intervalos muito pequenos para obter uma resposta precisa.
- Formulação de diferenças finitas implícita: definida por calcular as derivadas da mesma maneira que o método explícito, porém utilizando os valores das variáveis dependentes no instante temporal posterior. Este método é sempre estável e pode ser usado com grandes espaços de tempo. Porém, quanto maior a complexidade do sistema maior será a matriz de cálculo. Como desvantagens, o método pode produzir resultados não satisfatórios para transientes bruscos e também erros quando na imposição das condições de contorno.

A escolha de um método ou formulação é dependente do sistema a ser estudado. Por exemplo, um sistema de transientes com respostas bruscas não deve ser analisado por métodos implícitos, pois possuem baixa precisão e é necessário utilizar pequenos intervalos de tempo, o que impede a sua escolha.

Em uma aplicação para modelagem de gasodutos, KE e TI (2000) propuseram uma equivalência das equações de conservação da massa e de momento para simular escoamento gasoso em tubulações. Tal modelo é comumente utilizado em escoamentos isotérmicos, baseando-se nas equações utilizadas para circuitos elétricos. Após feitas as devidas expansões das equações de massa e momento, os autores buscaram obter qual termo seria relativo a cada componente elétrico e, a partir daí, puderam montar um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem. Com isso, o modelo pôde ser resolvido muito mais rapidamente que os modelos tradicionais que propõem calcular as equações diferenciais de massa e momento. Além disso, o modelo elétrico apresenta resultados tão aceitáveis quanto o obtido pelo cálculo das equações de conservação.

OSIADACZ e CHACZYKOWSKI (2001) compararam os modelos de escoamentos em dutos de gases isotérmicos e não isotérmicos, já que a maioria das publicações anteriores consideravam apenas o escoamento isotérmico. A comparação mostra que existe uma diferença significativa entre os dois modelos e que esta diferença aumenta conforme aumenta-se a quantidade de gás. Os autores concluíram que modelar um sistema no qual a temperatura do gás não se estabiliza empregando um modelo isotérmico pode levar a erros significantes.

Focando um modelamento mais geral, GREYVENSTEIN (2002) desenvolveu um modelo matemático para os diversos tipos de escoamento, sejam eles de líquidos ou gases, isotérmicos ou não, com transientes rápidos ou não. Para isso utilizaram também as equações de conservações unidimensionais, porém com o mínimo possível de simplificações. Uma das suas simplificações consistiu em transformar as forças de superfície em um fator de atrito. Assim, aplicando o método de volumes finitos e utilizando um integrador implícito, foi possível realizar simulações razoavelmente precisas e estáveis para qualquer situação. Como ressalva, deve-se destacar que o método é lento para modelagens de transientes rápidos.

Buscando obter uma melhor eficiência numérica, TENTIS et al. (2003) utilizam o método das linhas para simular um escoamento gasoso transiente. Esse método utiliza uma discretização de alta ordem no espaço e um integrador no tempo de ordem um com uma malha adaptativa.

Estudando as simulações para escoamento em gasodutos, REDDY et al. (2006) propõem o uso de funções de transferências para a solução destes sistemas. Para o modelo, as equações de massa e momento são transformadas em funções de

transferências para obter as respostas para um único seguimento de gasoduto. Aplicando esse modelo para vários gasodutos conectados, os autores obtiveram resultados aceitáveis para redes de gasodutos com tempos de simulação em torno de vinte e cinco vezes mais rápido do que o método de diferenças finitas explícito.

HERRÁN-GONZÁLEZ et al. (2009) apresentaram a modelagem de gasodutos levando em consideração as equações de conservação de massa e de momento. Apresentam uma modelagem que leva em conta a altura da linha e justificam a importância de tal consideração no resultado. Para isso, empregam as equações de conservação em uma única direção e assumem que o sistema possui uma resposta lenta e é isotérmico. Assim, considerando que não há troca de calor com o ambiente externo, a equação de energia se torna redundante e trabalha-se apenas com as equações de massa e momento. Com a consideração de que a resposta do sistema é lenta, pode-se simplificar alguns termos na quantidade de momento, fazendo com que o sistema possa ser resolvido de duas maneiras diferentes: utilizando o método das características no sistema de equações simplificadas ou, transformando essas duas equações em uma única equação parabólica. No segundo caso, por meio de uma expansão matemática, a equação pode ser resolvida pelo método de Crank-Nicholson, um método implícito que possui convergência e estabilidade garantidas, além de poder ser utilizado com grades passos de tempo. Posteriormente, os autores aplicaram esses métodos em situações já estudadas por outros e puderam comparar os resultados com os apresentados em literatura. A partir dessas comparações, foi possível mostrarem que ambas as maneiras representam bem as situações impostas, além de provar que a elevação da tubulação possui grande influência na resposta do sistema.

Buscando uma maneira de reduzir o esforço computacional, BEHBAHANI-NEJAD e BAGHERI (2008, 2010) propuseram calcular fluxos transientes em redes de gasodutos criando bibliotecas com soluções no MATLAB/Simulink. Para isso, utilizaram as equações de massa e momento incluindo as dependências do fluxo mássico e da pressão, as quais foram linearizadas e manipuladas de forma a obter funções de transferência. Essas funções foram implementadas no MATLAB/Simulink e comparadas com diversos métodos numéricos já utilizados para o cálculo das duas equações hiperbólicas. Como resultado, mostraram que tal estratégia de modelagem leva a uma precisão adequada e requer menor esforço computacional. Porém, como é modelada por funções de transferências, as quais necessitam somente da condição

de entrada, o modelo só gera as respostas do ponto final da tubulação e não a distribuição ao longo dele.

Analizando problemas similares, ORTEGA et al. (2009) utilizaram o método de volumes finitos para realizar uma análise do transiente térmico em redes de gasodutos e comparar os resultados com softwares comerciais. Essa comparação mostra que os resultados obtidos quase não levavam a diferenças, comprovando a eficácia do método. Além disso, esse método pode ser utilizado para simulação de escoamento viscosos em micro-escoamentos, como mostram SHTEREV e STEFANOV (2010).

NOURI-BORUJERDI (2011) utilizaram um modelo matemático de alta ordem para garantir a estabilidade e a convergência, com o intuito de simular rupturas ao longo de gasodutos. Para uma melhor análise do local da ruptura, foi utilizada uma malha mais refinada nesses pontos. Observaram que, quando há ruptura, uma considerável perda de pressão no ponto de quebra que gera um escoamento de bloqueio na ruptura para o ambiente externo ao gasoduto. Essa ruptura cria comportamentos diferentes para o segmento em que se encontra a fonte do gasoduto e para o segmento após a ruptura, oposto a fonte. No segmento da fonte o escoamento se estabiliza em um escoamento permanente com fluxo de bloqueio na ruptura, enquanto que o outro segmento possui um crescimento de pressão no início devido a onda de expansão, criada pela ruptura, e uma inversão de fluxo em direção a ruptura até a despressurização completa deste segmento.

KRICHEL e SAWODNY (2014) apresentam diversos modelos para simular o comportamento transiente em longas linhas de transmissão pneumática. Cada modelo apresentado é descrito com suas simplificações e restrições de aplicações e, como todos os modelos que são aplicados em tubulações possuem seus comprimentos bem maiores que seus diâmetros, estes são todos considerados isotérmicos. Além disso, descrevem alguns métodos numéricos de resolução desses modelos.

WEINEROWSKA-BORDS (2015) modificou a equação da continuidade, utilizando o método de convolução para adaptar o comportamento visco-elástico do encanamento, visando identificar sua influência na pressão durante o teste de aríete em encanamentos hidráulicos. Além disso, foram desenvolvidos métodos simplificados para representar a resposta do regime transiente entre o escoamento laminar e turbulento nas paredes de dutos, como em HULLENDER (2016), no qual alguns resultados mostraram-se mais compatíveis para a variação de pressão esperada do que os modelos clássicos.

## 2.3 Simulação do Sistema de Freio Ferroviário

MURTAZA (1989, 1990, 1992, 1993) foi um dos pioneiros a aplicar modelamento de dutos para a simulação de sistemas de freios de composições ferroviárias, utilizando as equações de conservação de massa e momento em uma única direção para modelamento do encanamento do sistema de freio, além de outros modelos para representar o comportamento dinâmico dos demais componentes pneumáticos existentes no sistema. Na equação de conservação de momento o autor utilizou um coeficiente de atrito em substituição das forças de superfície, além de uma correção no comprimento equivalente em função das curvas, torneiras e desvios que a tubulação possui. Com essas considerações, analisou o comportamento do sistema de freio pneumático em diversas aplicações e para diversas variações nos parâmetros do sistema, como o diâmetro do encanamento, seu comprimento, número de desvios e curvas e as propriedades intrínsecas do cilindro de freio.

Os resultados obtidos foram bem próximos dos dados experimentais, provando que o modelo representa bem o comportamento dinâmico do sistema de freio pneumático. Pôde também observar como cada parâmetro influencia na resposta do sistema. Como exemplo, observou que uma diminuição no diâmetro da tubulação ocasiona um atraso na resposta de aplicação do freio, enquanto que uma diminuição no comprimento total leva a uma resposta mais rápida.

Na tentativa de empregar dados experimentais para a previsão do comportamento e diminuir o tempo computacional para análises diárias para decisões de operações ferroviárias, MURTAZA (1993) desenvolveu uma aproximação empírica para o sistema. Esta aproximação possuía erros em comparação com a análise analítica feita anteriormente. Contudo, era possível realizar simulações rápidas e prever quando o tamanho da composição iria intervir com a aplicação do freio nos últimos vagões.

Com uma proposta similar, BHARATH et al. (1990a) apresentaram modelos unidimensionais para o sistema de freios pneumáticos de composições que utilizavam aplicação direta, ou seja, consideraram que o sistema é alimentado por uma fonte de ar pressurizado, sendo todo o ar transmitido diretamente para os cilindros de freio. Primeiramente, utilizaram as equações de conservação de massa e momento considerando dois regimes diferentes, um adiabático e outro isotérmico. Solucionando



ambos os regimes com integradores de mais elevada ordem, obtiveram as curvas de pressões ao longo dos vagões da composição e concluíram que o regime que possui a resposta que melhor representa o comportamento ao longo da composição é o isotérmico, embora para os primeiros vagões a resposta do modelo adiabático seja mais fiel ao resultado experimental, devido a rápida variação de pressão nessa região.

Posteriormente, BHARATH et al. (1990b) modelaram o mesmo sistema por parâmetros concentrados. Esse método agiliza os cálculos e reduz o tempo de processamento computacional para obter a solução. O emprego da modelagem por parâmetros concentrados pode ser utilizado para simplificar o sistema de 3 maneiras diferentes: (a) calcula-se a capacitância de todo o encanamento e conexões até o vagão desejado e utiliza-se um modelo de duas câmaras para a análise de pressão no cilindro de freio; (b) representa-se cada vagão como duas câmaras e utiliza-se uma capacitância entre os vagões para representar o encanamento entre eles e as conexões; e (c) representa-se cada vagão por uma câmara e um pistão. Em comparação com os dados experimentais, os autores observaram que o modelo de parâmetros concentrados leva a resultados satisfatórios e que o melhor resultado obtido foi empregando a simplificação (b), que representa as perdas do cilindro de freio por uma capacitância. Este modelo foi o que melhor representou o cilindro completo sem nenhum vazamento.

No estudo dos componentes pneumáticos do sistema de freio, NAM e KIM (2003) avaliaram diferentes tipos de válvulas de controle de freio pneumático em trens de carga, especificamente a válvula controlada por um pistão, a de diafragma e a de diafragma com válvula de alívio rápido. Com os resultados obtidos com os modelos desenvolvidos, observaram que as válvulas de diafragma levam a uma melhor distribuição da pressão ao longo da composição, porém, no momento do alívio, a válvula de pistão é mais rápida. A válvula de diafragma com uma válvula de alívio rápido tenta compensar essa deficiência, mas, mesmo assim, sua atuação continua mais lenta que a válvula de pistão no alívio do sistema.

Em simulações de composições ferroviárias, PUGI et al. (2004, 2008, 2011) buscaram criar modelos para serem implementados nas bibliotecas do MATLAB®/Simulink. Isso permitiria criar banco de dados com um conjunto de componentes que poderiam simular uma série de composições ferroviárias diferentes. Assim, para modelar o encanamento do sistema de freio pneumático seria utilizado um componente que resolve as equações diferenciais de massa e momento e um

componente de acumulo de pressão, utilizado para calcular a variação de pressão nos pontos de conexão com os componentes de controle e aplicação dos freios dos vagões. Os componentes da parte do encanamento geral são representados por conjuntos de câmaras, orifícios e cilindros, que procuram realizar a mesma resposta lógica do componente.

Tais modelagens foram desenvolvidas utilizando algumas bibliotecas implementadas no programa MATLAB® e conectadas para a criação de uma composição ferroviária, para permitir a comparação do modelo com dados reais. Foram realizadas diversas simulações em diversas situações de condução e observou-se que o modelo reproduz o resultado real com pequenos erros, os quais são aceitáveis em função do erro previsto nas medições. Uma vantagem dessa abordagem é a facilidade de montar composições com diversos tipos de vagões, com a possibilidade de diminuir o esforço computacional e o tempo de simulação, já que os componentes já estão dentro das bibliotecas.

No caso do modelamento dos componentes pneumáticos complexos do sistema de freio, MIATLUK e CAZBAN (2006) utilizam um método de parâmetros concentrados para modelar o regulador automático da força de freio pneumático em veículos automotivos. O método pode ser utilizado para modelagem outros tipos de válvulas, como as válvulas de controle, e reguladores pneumáticos, como o manipulador de freio da locomotiva.

Ainda sobre os componentes adjacentes ao encanamento geral, CANTONE et al (2009) apresentam a modelagem do sistema de freio para trens de carga. Segundo eles, o manipulador sob controle do maquinista é definido como um bocal de diâmetro eficaz diferente para cada operação do sistema, sendo este valor definido empiricamente. Com isso, foram capazes de modelar um sistema que responde a variações de ações realizadas pelo maquinista ao longo das manobras, com pequenos erros. Assim, utilizando as equações de conservação e as simplificações dos componentes dos vagões, criaram um simulador robusto para as diversas manobras.

SPECCHIA et al. (2012, 2013), por meio do método de elementos finitos para o cálculo do escoamento no encanamento do sistema de freio ferroviário, também modelaram detalhadamente o controlador automático de freio (manipulador0 que se localiza na locomotiva. Com isso, obtiveram resultados precisos para cada condição

de entrada do sistema, o que foi possível por terem detalhado adequadamente todo o controle da alimentação pneumática.

Para a resposta do sistema em longas composições, WEI e LIN (2009) propuseram um modelo para uma composição de 120 vagões de carga e descreveram quais equações foram utilizadas e quais foram os modelos para cada um dos componentes pneumáticos de cada vagão. Com isso, analisaram como é a resposta do sistema de freio após o sinal emitido pelo maquinista. Dos resultados, pode-se concluir que o modelo é aceitável e reproduz bem os resultados obtidos em experimentos.

PIECHOWIAK (2009, 2010, 2010) apresenta uma modelagem mais detalhada do sistema de freio ferroviário. Em seu trabalho, modela a entrada ou saída de fluxo mássico sem ser apenas na direção do escoamento e considera que há um fluxo de calor para o sistema em função do ambiente externo. Além disso, modela também cada componente do sistema de freio, como a válvula de controle, os reservatórios, os cilindros de freio, o compressor, etc., utilizando diversos modelos matemáticos de componentes pneumáticos básicos e agrupando-os para representar estes sistemas. Com tal estratégia, o autor tem a liberdade de criar desde sistemas simples, para se observar o seu comportamento dinâmico, até sistemas complexos, utilizados para melhorias e análises de novos componentes. Os resultados que obteve são bem próximos dos dados experimentais. O autor ainda observa que o modelo que considera o sistema isotérmico reproduz resultados bem próximos destes dados experimentais.

Analisando o atraso da aplicação da força de frenagem, HE et al. (2011) apresentaram os diversos componentes de um sistema de freio pneumático veicular modelados a partir de componentes básicos pneumáticos com o software MWorks, com o intuito de analisar o atraso da aplicação da força de frenagem e, assim, possibilitar a proposição de melhorias no desempenho do sistema de freio.

As pesquisas mais recentes sobre modelagem de sistema de freios analisaram o efeito do rompimento do encanamento geral. MOKIN et al. (2014), utilizando um modelo matemático de uma equação diferencial parabólica, conseguiram identificar o ponto em que houve um rompimento do encanamento de freio em trens elétricos. Esse modelo foi aplicado por meio de um diagrama de bloco do MATLAB/Simulink para definir o ponto de rompimento como função de uma entrada que relata a perda de pressão. O objetivo é que, futuramente, estratégias como essas possam ser

incorporadas aos dispositivos de alerta quanto à segurança, na cabine da locomotiva, visando identificar imediatamente a posição em que ocorreu a ruptura.

Em relação ao estudo do sistema de freio pneumático ferroviário, há grandes dificuldades em encontrar publicações referentes ao assunto em específico. Primeiramente, este é um problema tecnológico, ou seja, há pouca tendência de abordagem. Outro fator seria a existência de programas comerciais, os quais simulam o comportamento do sistema de freio, porém possuem seus cálculos e resultados como propriedade da empresa e segredo industrial. Portanto, foi necessário utilizar as poucas publicações sobre o assunto em conjunto de trabalhos que abordam sistemas parecidos, como gasodutos que possuem uma gama maior de trabalhos e pesquisas publicados.

### 3 MODELO DO SISTEMA DE FREIO FERROVIÁRIO

Nesta seção serão apresentados os conceitos básicos sobre as equações que descrevem os escoamentos de fluídos (ANDERSON, 1995) e a dedução das equações de conservação. Também serão apresentados os métodos numéricos utilizados neste trabalho e suas relações de estabilidade. Tais relações são condições necessárias para garantir que não haja perturbações ou erros significativos durante o cálculo do método numérico (LEVEQUE, 2002; LOMAX et al., 2002).

#### 3.1 Modelos Básicos

As equações básicas utilizadas para formulação do modelo para a solução do problema são apresentadas nesse tópico. Também são apresentadas as simplificações e modificações consideradas para atender ao objetivo deste trabalho, que é modelar o comportamento dinâmico de sistemas de freios de composições ferroviárias de carga.

##### 3.1.1 Número de Reynolds

O número de Reynolds ( $R_e$ ) é um número adimensional usado para definir o estado do escoamento, de modo que é possível caracterizar o escoamento como laminar, turbulento ou transitório. Este número pode ser calculado com equação (2).

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu}, \quad (2)$$

na qual  $\rho$  é a densidade do fluído no escoamento,  $v$  a velocidade do fluído,  $D$  é o diâmetro da tubulação em que passa o escoamento e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluído.

### 3.1.2 Derivada Material

A derivada material é a variação num tempo instantâneo de uma propriedade física que varia em relação a sua posição, ou se move por um ponto, definida como

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (3)$$

ou

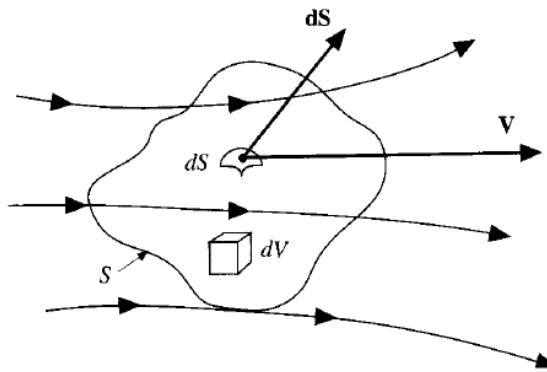
$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla), \quad (4)$$

em que  $u$ ,  $v$  e  $w$  são as velocidades nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente,  $t$  representa tempo,  $\mathbf{V}$  é o vetor de velocidades e  $\nabla$  é o operador divergente.

### 3.1.3 Equações Diferenciais Conservativas para Fluídos

Todo escoamento pode ser modelado à partir de equações conservativas (ANDERSON, 1995), sendo elas as equações da continuidade ou de conservação da massa, de conservação de momento e de conservação da energia.

Para a dedução da equação da continuidade, considera-se o escoamento de um fluido ao longo de um volume finito fixo no espaço, o qual pode ser chamado de volume de controle, como representado pela Figura 3.1.



**Figura 3.1** – Escoamento passando por um volume finito fixo no espaço. Adaptado de (ANDERSON, 1995).

A equação de continuidade tem seu princípio baseado na conservação da massa. Dessa forma, tem-se que o fluxo de massa deixando o volume através da superfície  $S$  deve ser igual ao decréscimo de massa no interior do volume de controle, de modo que o equacionamento se torna:

$$\iint_S \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} = -\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{Vol} \rho dVol, \quad (5)$$

com  $Vol$  representando o volume,  $S$  a área do volume de controle,  $\rho$  é a densidade do fluido e  $\mathbf{V}$  o vetor de velocidades. Aplicando o teorema divergente do cálculo vetorial, transforma-se a integral dupla em uma integral tripla integrada no volume. Dessa forma, é possível trabalhar com os termos dentro das integrais conforme a equação (6):

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = -\frac{\partial}{\partial t} \rho. \quad (6)$$

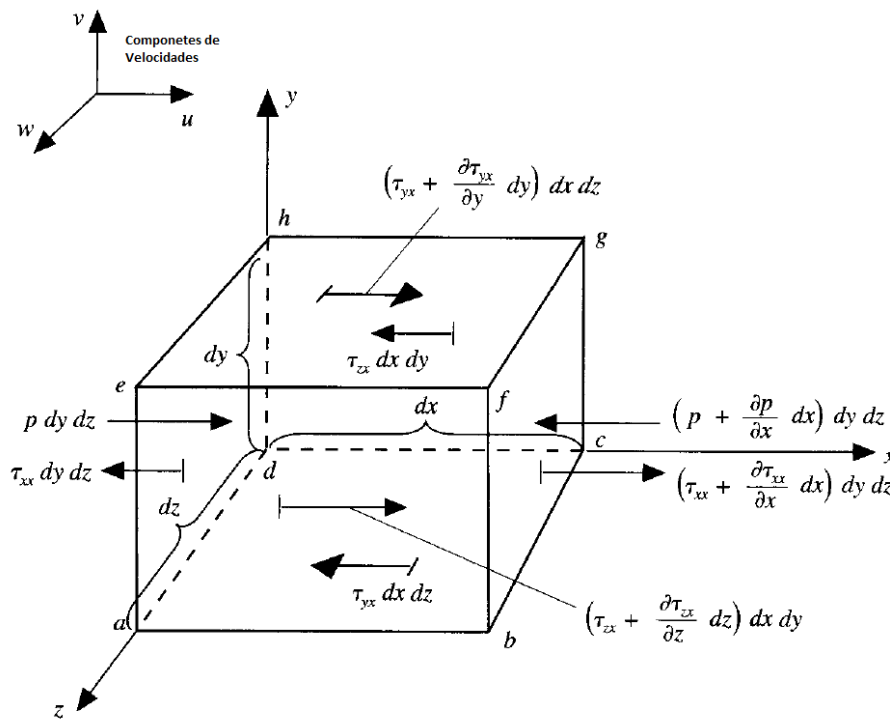
Rearranjando (6), obtêm-se a equação da continuidade, dada pela equação (7):

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0. \quad (7)$$

A dedução da equação de conservação do momento, por sua vez, deriva de uma aplicação da Lei de Newton (equação (8)) ao volume de controle. Nessa equação,

$\vec{F}$  é o vetor de forças aplicadas sobre o volume,  $m$  é a massa do fluido que escoar e  $\vec{a}$  é o vetor de aceleração desse fluido. Aplicando a lei de Newton na direção  $x$ , tem-se que as forças atuantes no sistema podem se originar de duas fontes diferentes: as forças de campo, como, por exemplo, as forças gravitacional, elétrica, e magnética; e as forças de superfície, resultantes da pressão e tensões normais e cisalhantes atuando na superfície. Na Figura 3.2, são apresentadas as forças de superfície atuantes num volume infinitesimal que se move junto do fluido na direção  $x$ .

$$\vec{F} = m\vec{a}, \quad (8)$$



**Figura 3.2** – Volume infinitesimal movendo-se junto com o fluido com as forças na direção  $x$  sendo mostradas. Adaptado de (ANDERSON, 1995).

Fazendo o somatório das forças atuantes no volume infinitesimal, considerando tanto as forças de superfície como as de campo, tem-se a equação (9):

$$F_x = \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz + \rho g_x dx dy dz, \quad (9)$$



na qual  $p$  é a pressão,  $\tau$  são as tensões,  $g_x$  são as forças de campo por unidade de massa e o produto entre  $dx$ ,  $dy$  e  $dz$  representa o volume do sistema. A massa e a aceleração podem ser definidas pelas equações (10) e (11), respectivamente.

$$m = \rho \, dx \, dy \, dz \quad (10)$$

e

$$a_x = \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \quad (11)$$

A equação do momento pode ser definida, considerando apenas a direção  $x$ , como pela equação (12).

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho g_x. \quad (12)$$

Similarmente nossas equações para as direções  $y$  e  $z$  podem ser obtidas. As equações (13) e (14) mostram essas equações.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g_y \quad (13)$$

e

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z. \quad (14)$$

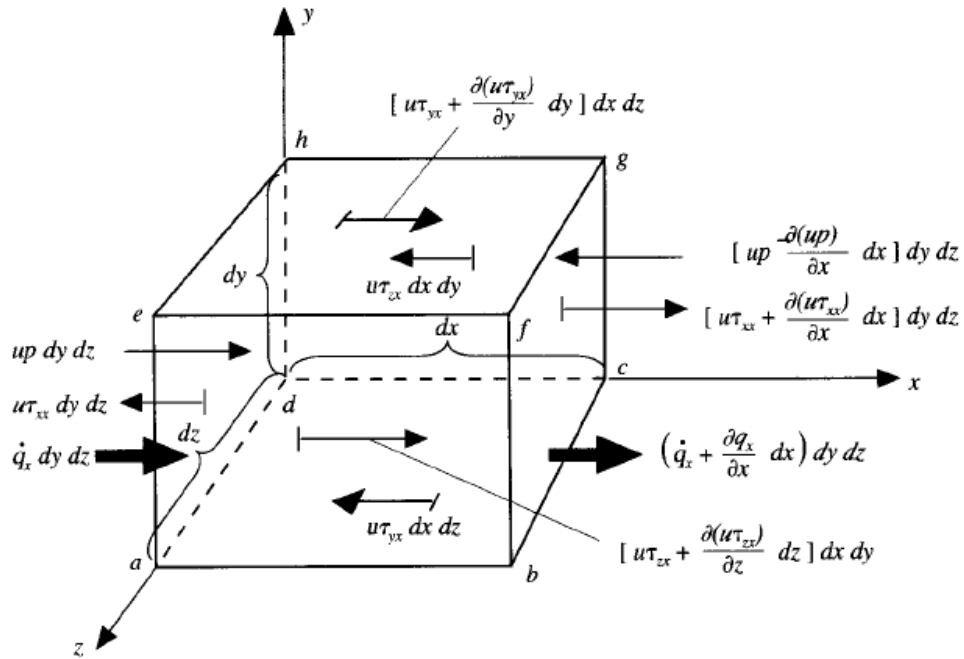
Por meio de algumas manipulações matemáticas, essas equações podem ser representadas por uma única equação, conforme a equação (15),

$$\frac{\partial \rho \vec{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_i \vec{U}) = -\nabla p + \rho \vec{f}, \quad (15)$$

na qual  $u_i$  é a velocidade na direção estudada,  $\vec{U}$  é o vetor de velocidade e  $\vec{f}$  é o somatório das forças de cisalhamento em conjunto das forças gravitacionais.

Por fim, a equação de energia pode ser obtida a partir do balanço de energia do volume de controle como definido pela equação (16), na qual A é a taxa de variação de energia interna do elemento de fluido, B é a rede de fluxos de calor entrando no sistema e C é a taxa de trabalho realizado sobre o elemento devido às forças de superfície e de campo. Na Figura 3.3, estão representados os termos de trabalho e fluxos de calor externos ao sistema.

$$A = B + C, \quad (16)$$



**Figura 3.3** – Fluxos de Energias associados a um elemento infinitesimal e movendo junto ao fluido, sendo mostrado só os fluxos na direção x para facilitar a visualização. Modelo utilizado para a formulação da equação de energia. Adaptado de (ANDERSON, 1995).

Realizando o somatório dos trabalhos, tem-se a equação (17),

$$C = \left[ - \left( \frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(vp)}{\partial y} + \frac{\partial(wp)}{\partial z} \right) + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] dx dy dz + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} dx dy dz, \quad (17)$$

na qual  $\vec{g}$  é o vetor das forças de campo por unidade de massa e  $\vec{V}$  é o vetor de velocidades. Em relação a rede fluxos, ela é dívida em aquecimento volumétrico do elemento e o aquecimento por condução térmica, gerando a equação (18),

$$B = \left[ \rho \dot{q} - \left( \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) \right] dx dy dz, \quad (18)$$

a qual pode ter as derivadas dos fluxos substituídas pela variação de temperatura prevista pela Lei de Fourier, transformando-se na equação (19),

$$B = \left[ \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx dy dz, \quad (19)$$

sendo que  $k$  é o coeficiente de condução térmica do fluido. A variação interna de energia do elemento é definida pela equação (20).

$$A = \rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{V^2}{2} \right) dx dy dz. \quad (20)$$

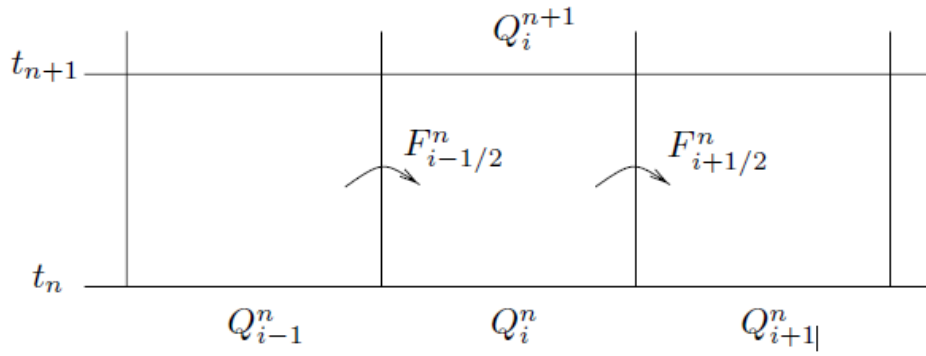
Na equação (20), a quantidade  $e$  representa a energia interna devida à movimentação aleatória das moléculas com unidade de energia por massa, enquanto que o segundo termo dentro dos parênteses é a variação da energia cinética por unidade de massa. Assim, após substituir as equações (17), (19) e (20) na equação (16) e simplificar os termos redundantes, têm-se a equação de energia (equação (21)).

$$\begin{aligned}
& \rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{V^2}{2} \right) \\
&= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
&\quad - \left( \frac{\partial (up)}{\partial x} + \frac{\partial (vp)}{\partial y} + \frac{\partial (wp)}{\partial z} \right) + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} \\
&\quad + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} \\
&\quad + \rho \vec{g} \cdot \vec{V}.
\end{aligned} \tag{21}$$

### 3.1.4 Método de Volumes Finitos

O sistema a ser resolvido, constituído pelas equações de continuidade, momento e energia é composto por equações diferenciais parciais não lineares. A formulação das diferenças finitas é comumente utilizada para isso, como observado em Funk e Robe (1970), Murtaza (1990) e Pugi *et al.* (2011), e ela garante o rigor matemático da solução.

Neste trabalho será utilizado o método de volumes finitos, que incorpora os fenômenos físicos do problema e não só a expansão das derivadas e integrais impostas em seu equacionamento, tornando a compreensão da solução mais fácil. Esse método consiste em discretizar a região de análise em diversos volumes que servirão para delimitar fronteiras e propriedades locais instantâneas, as quais serão utilizadas para calcular seus novos valores para um instante de tempo posterior. Um exemplo de como é feita a discretização é mostrado na Figura 3.4. Nela há uma malha unidimensional, dividida em  $i$  volumes, contendo determinadas propriedades  $Q$  (Densidade, energia, etc.) em dois instantes de tempo. O valor dessas propriedades no instante de tempo seguinte depende delas mesmo no instante inicial e dos fluxos de propriedades entre um volume e seus vizinhos, representados por  $F$ .



**Figura 3.4** - Representação do Método de Elementos Finitos

A formulação de volumes finitos se inicia com a equação integral (22),

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} Q dV + \int_{S(t)} F dS = \int_{V(t)} P dV, \quad (22)$$

na qual assume-se que as propriedades dentro do volume são constantes e resolve-se as integrais de área e volume, assumindo que o volume seja fixo no espaço e não sofra alteração com o tempo. O resultado é dado pela equação (23),

$$\frac{d}{dt}(QV) + \sum_{i=1}^j F_i S_i = PV, \quad (23)$$

na qual  $V$  é o volume infinitesimal finito,  $S_i$  é área da face  $i$  do volume,  $F_i$  é o fluxo que passa pela face do volume  $i$  e  $j$  é o número de faces do volume. Dividindo-se a equação inteira por  $V$ , sendo representado pela equação (24),

$$V = dn \cdot S_i \text{ para } i = 1, \dots, j, \quad (24)$$

tem-se a equação (25),

$$\frac{d(Q)}{dt} + \sum_{i=1}^j \frac{F_i}{dn} = P, \quad (25)$$

sendo que  $dn$  é o tamanho do volume na direção do fluxo  $F_i$ ,  $Q$  é a propriedade estudada dentro do volume e  $P$  é a taxa de produção dessa propriedade dentro do volume.

Para o caso unidimensional, mostrado na Figura 3.4, analisando-se o ponto  $i$  por meio da equação 23 e utilizando uma derivada numérica no lugar da derivada temporal, obtém-se a equação (26),

$$\frac{Q_i^{n+1} - Q_i^n}{\Delta t} + \frac{F_{i+\frac{1}{2}}^n - F_{i-\frac{1}{2}}^n}{\Delta x} = P_i^n, \quad (26)$$

sendo  $F$  representado pelas equações (27) e (28).

$$F_{i+\frac{1}{2}}^n = \frac{1}{2} (F_{i+1}^n + F_i^n) \quad (27)$$

e

$$F_{i-\frac{1}{2}}^n = \frac{1}{2} (F_i^n + F_{i-1}^n). \quad (28)$$

Dessa forma, a seguinte equação de recorrência (29) é encontrada:

$$Q_i^{n+1} = Q_i^n + \Delta t * \left( P - \frac{F_{i+1}^n - F_{i-1}^n}{2\Delta x} \right), \quad (29)$$

com  $\Delta x$  representando o tamanho do volume finito na direção do escoamento unidimensional e  $\Delta t$  como o passo de tempo e  $n$  a posição no tempo.

### 3.2 Modelo do encanamento geral

O escoamento dentro do encanamento geral pode ser aproximado pelo escoamento dentro de um tubo unidimensional (MURTAZA, 1989; PIECHOWIAK,

2009; PUGI et al., 2004), com um processo isotérmico e sem variação de entropia, como empregado por Bharath et al. (1990a) e Pugi et al. (2004). Com essas hipóteses, é possível desconsiderar a equação de energia e trabalhar somente com as outras duas equações: da continuidade (7) e de momento (15), em uma única dimensão. Isso permite modelar o escoamento pelas seguintes equações simplificadas:

(a) Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = H, \quad (30)$$

na qual  $u$  é a velocidade do escoamento e  $H$  é a correção para as conexões do encanamento geral fora do eixo unidimensional estudado, trabalhando com fonte/sorvedouro de densidade. Essa correção  $H$  pode ser obtida por (CANTONE et al., 2009) pela equação (31):

$$H = \frac{\partial}{A \partial x} \sum_i \dot{m}_i, \quad (31)$$

sendo  $A$  a área transversal do encanamento geral e  $\dot{m}_i$  o fluxo de massa que passa transversalmente ao escoamento;

(b) Equação de momento:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho f_x, \quad (32)$$

com as forças de superfícies (tensões superficiais e atrito) representadas por  $f_x$ . Tais forças são obtidas por meio de modelos empíricos (MURTAZA, 1989; PUGI et al., 2004) e podem ser calculadas pela equação (33),

$$f_x = \frac{f U^2}{2D} C_f, \quad (33)$$

com  $D$  representando o diâmetro da tubulação do encanamento geral.  $f$  é um fator de atrito empírico retirado da tabela de Moody (PHILIP J. PRITCHARD, 2011), que pode ser calculado pela aproximação definida pela equação (34) (PUGI et al., 2004).

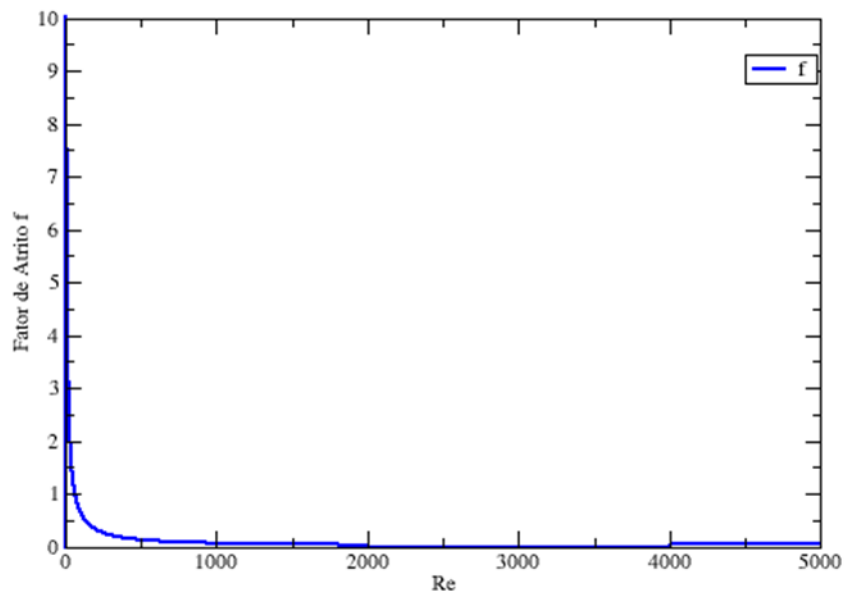
$$f = \begin{cases} 0, Re = 0 \\ \frac{64}{Re}, Re < 2000 \\ \frac{0.0027}{Re^{0.222}}, 2000 < Re < 4000 \\ \frac{0.316}{Re^{0.25}}, Re > 4000 \end{cases} \quad (34)$$

O fator  $f$  é vinculado ao número de Reynolds (equação (1)). Portanto, seu valor é dependente da velocidade do escoamento, do diâmetro do encanamento, da densidade e da viscosidade ( $\mu$ ) do fluido, além de possuir um comportamento assintótico decrescente, como mostra Figura 3.5.  $C_f$  por sua vez, é um fator de correção do comprimento total ( $L$ ) para considerar as perdas de cargas locais do escoamento (como decaimentos de pressão e velocidade do escoamento devido a alguma obstrução ou desvio) ocasionadas por curvas, desvios de fluxo e válvulas. Ele é definido pela equação (35) (MURTAZA, 1989),

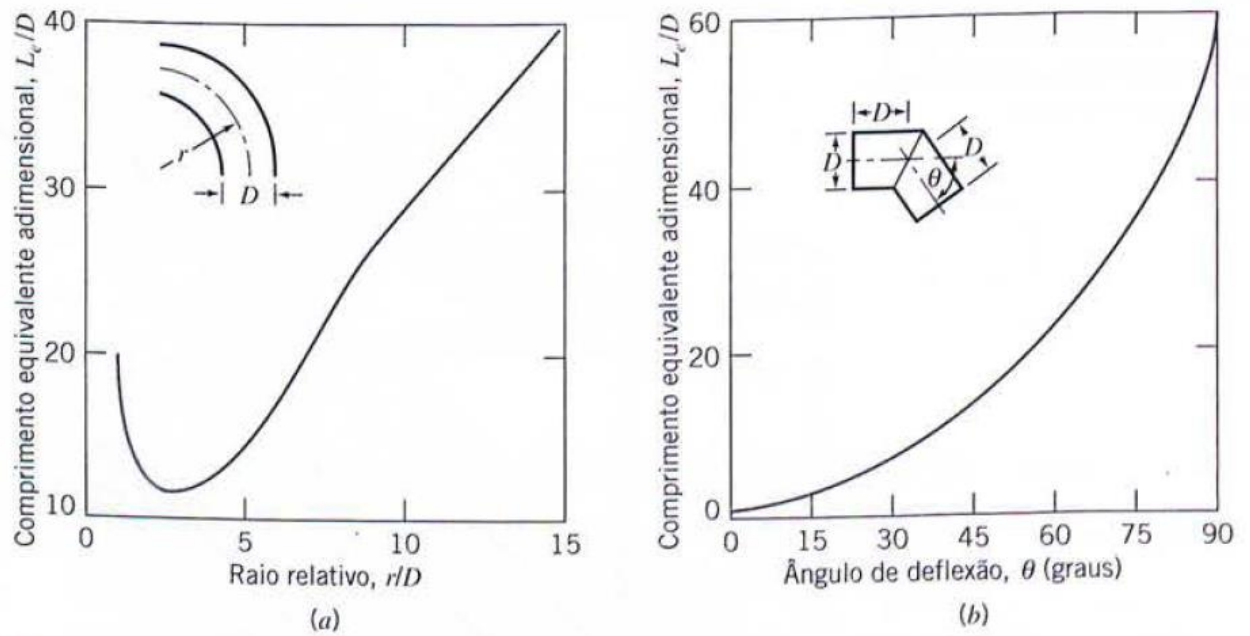
$$C_f = 1 + \frac{L_f}{L}, \quad (35)$$

na qual  $L$  é o comprimento da seção analisada e  $L_f$  é o comprimento adicional que representa as perdas geradas pelas curvas e desvios. Seu valor pode ser obtido do trabalho de Philip J. Pritchard (2011), como mostra a Figura 3.6 e a Tabela 3-1.





**Figura 3.5** - Fator de atrito em função do número de Reynolds



**Figura 3.6** - Resistência Total ( $L/D$ ) para (a) curvas de  $90^\circ$  em tubos e cotovelos flangeados e (b) curvas de gomos. Adaptado de (PHILIP J. PRITCHARD, 2011)

**Tabela 3-1: Comprimentos Equivalentes Adimensionais Representativos ( $L/D$ ) para válvulas e Acessórios. Adaptado de (PHILIP J. PRITCHARD, 2011).**

<b>Tipo de Acessório</b>	<b>Comprimento Equivalente, <math>L_e/D</math></b>
Válvulas (completamente abertas)	
Válvula de gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção: globo	600
angular	55
Válvula de pé com crivo: disco solto	420
disco articulado	75
Cotovelo-padrão: 90°	30
45°	16
Curva de retorno(180°), modelo estreito	50
Tê-padrão: escoamento principal	20
Escoamento lateral (ramal)	60

Além disso, no sistema representado pelas equações (30) e (32) existem três incógnitas ( $U$ ,  $p$  e  $\rho$ ). Assim, é necessário correlacionar essas variáveis. Para completar o sistema de equações, assume-se que o fluido (ar) é um gás ideal (FUNK; ROBE, 1970; HERRÁN-GONZÁLEZ et al., 2009; PUGI et al., 2004) e por isso é governado pela Lei dos Gases Ideais, com suas propriedades se relacionando pela equação (36) ,

$$P = \rho \cdot R \cdot T, \quad (36)$$

na qual a pressão é obtida por meio da densidade local, da constante específica do ar ( $R$ ) e da temperatura do escoamento ( $T$ ).

Com o sistema montado pelas equações (30), (32) e (36), utiliza-se a discretização definida pela formulação (29) para a solução do próximo instante de tempo. Essa formulação, para ser aplicada, necessita de algumas alterações adicionais, pois, conforme LOMAX et al. (2002), o sistema com uma aproximação de derivada centrada para o espaço e uma aproximação de primeira ordem no tempo é

necessariamente instável para sistemas hiperbólicos (Apêndice A), independente do passo no tempo ou espaço, como é caso.

Para contornar esta instabilidade, foi utilizado um método com aproximação atrasada para o fluxo na equação da continuidade (30), transformando os fluxos nas equações (37) e (38),

$$F_{i+\frac{1}{2}}^n = F_i^n \quad (37)$$

e

$$F_{i-\frac{1}{2}}^n = F_{i-1}^n, \quad (38)$$

enquanto utiliza-se uma aproximação adiantada para a equação de momento (32), de modo que seus fluxos são representados pelas equações (39) e (40)

$$F_{i+\frac{1}{2}}^n = F_{i+1}^n \quad (39)$$

e

$$F_{i+\frac{1}{2}}^n = F_i^n. \quad (40)$$

Assim, aplicando os fluxos definidos acima na equação (29) e as correlações das equações (41) a (43),

$$Q = \rho, \quad (41)$$

$$F = \rho u \quad (42)$$

e

$$P = \frac{1}{A\Delta x} \sum_i \dot{m}_i, \quad (43)$$

gerando a equação de recorrência (44), que é aplicada para a solução da equação da continuidade.

$$\rho_i^{n+1} = \rho_i^n - \Delta t \left( \frac{\rho_i^n u_i^n - \rho_{i-1}^n u_{i-1}^n}{\Delta x} - \frac{1}{A \cdot \Delta x} \sum_i \dot{m}_i \right). \quad (44)$$

Para obter a solução da equação do momento, foram utilizadas as equações (45) a (47) em substituição de seus equivalentes na equação (29),

$$Q = \rho u, \quad (45)$$

$$F = \rho u^2 + p \quad (46)$$

e

$$P = -\frac{f \rho u^2}{2D} C_f, \quad (47)$$

resultando na equação de recorrência (48),

$$\rho_i^{n+1} u_i^{n+1} = \rho_i^n u_i^n - \Delta t \left( \frac{\rho_{i+1}^n u_{i+1}^{n2} - \rho_i^n u_i^{n2}}{\Delta x} + \frac{p_{i+1}^n - p_i^n}{\Delta x} + \frac{f \rho_i^n u_i^{n2}}{2D} C_f \right), \quad (48)$$

que será resolvida a cada passo de tempo para obter as propriedades do escoamento ao longo do tempo.

A relação entre o passo de tempo ( $\Delta t$ ) e do espaço ( $\Delta x$ ) que garante a convergência é definida a partir do número do Courant (LEVEQUE, 2002), equação (49),

$$v = \frac{\Delta t}{\Delta x} \max_p |\lambda_p| \leq 1, \quad (49)$$

que garante a estabilidade do método numérico. Para seu cálculo, é utilizado  $\lambda_p$ , que é definido como autovalor da função **F(Q)**, obtida a partir dos seguinte passos:

1. Escreve-se a função homogênea das equações de continuidade e momento dadas por (30) e (32) na forma matricial,

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \end{bmatrix}; \quad (50)$$

2. Isola-se as propriedades da matriz  $\mathbf{F}$ ,

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \end{bmatrix}; \quad (51)$$

3. Utiliza-se a lei dos gases ideais (36) para transformar  $\rho$ , permitindo que  $\mathbf{F}(\mathbf{Q})$  seja escrita da seguinte maneira:

$$\mathbf{F}(\mathbf{Q}) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -u^2 + RT & 2u \end{bmatrix} \mathbf{Q}; \quad (52)$$

4. Por fim, de  $\mathbf{F}$  utiliza-se a primeira matriz para definir os autovalores  $\lambda_p$ , a partir do determinante

$$\det \begin{vmatrix} 0 - \lambda_p & 1 \\ -u^2 + RT & 2u - \lambda_p \end{vmatrix} = 0. \quad (53)$$

Com isso, pode-se obter os passos temporais e espaciais para a resolução do método numérico, substituindo o valor de  $\lambda_p$  na equação (49).

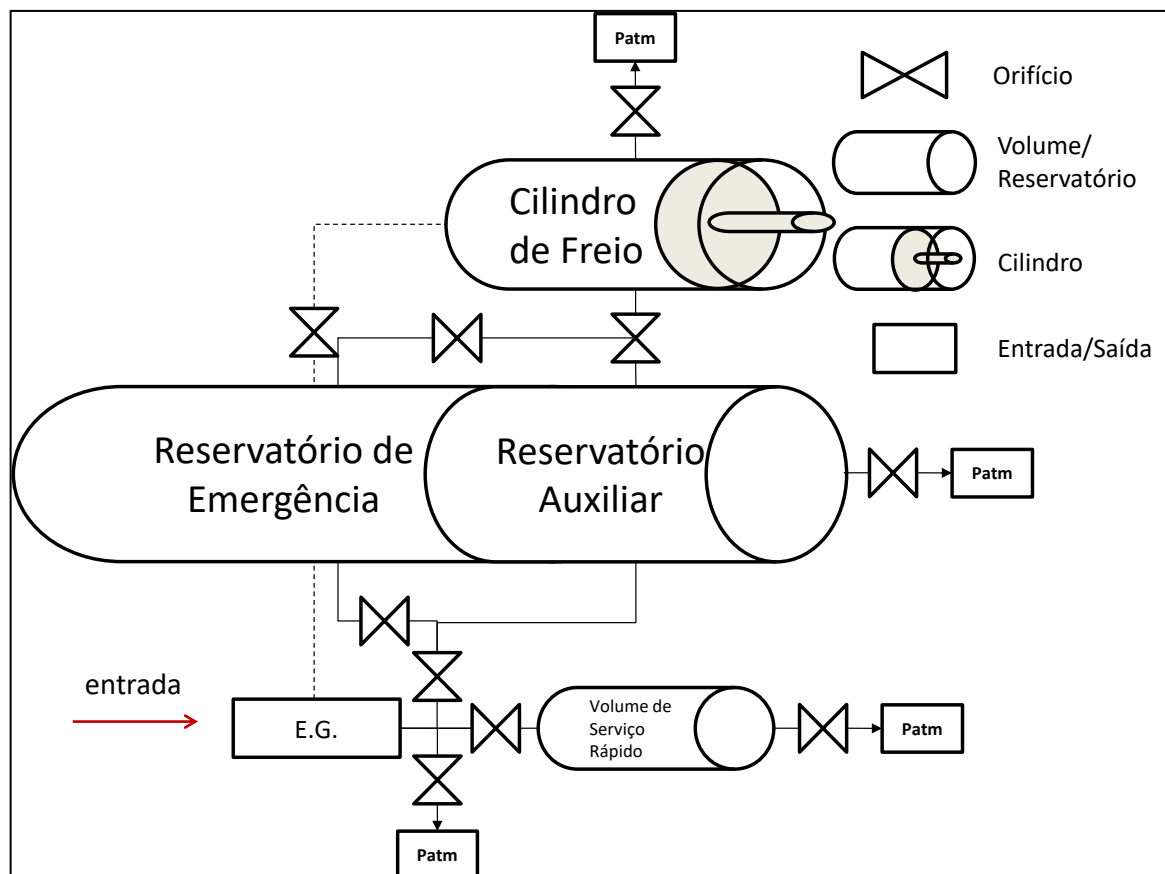
### 3.3 Modelo da válvula de controle AB

As válvulas mais modernas são uma evolução natural de modelos mais antigos. A válvula AB é a base para as principais válvulas empregadas hoje, sendo ela mesma ainda muito empregada em ferrovias nacionais. Assim, é prudente iniciar

a explicação dos modelos desenvolvidos pelo que foi proposto para esta válvula . Nessa modelagem, foram levados em conta os elementos e componentes de maior relevância na descrição da válvula, que são: câmaras/reservatórios, orifícios, pistões e cilindros.

O modelo proposto para a válvula a partir desses elementos é exibido na Figura 3.7. Esse modelo é acoplado ao modelo do encanamento geral (E.G.), de modo que, dependendo da pressão do EG na interface com a válvula, o modelo deve executar certas operações de frenagem como, por exemplo, o alívio, a aplicação do freio e outras.

O modelo desenvolvido busca reproduzir as interações entre os diferentes componentes da válvula em função do sinal de pressão da entrada vindo do encanamento geral e das pressões em cada componente da válvula. Com essas informações, busca-se obter o comportamento esperado de acordo com a operação desejada. Além disso, o modelo da válvula define o valor do fluxo de massa ( $\dot{m}$ ) no modelo do encanamento geral (equação (31)), o que torna os dois modelos altamente acoplados.



**Figura 3.7** - Modelo da Válvula AB. Representada por diversos orifícios, reservatórios e cilindro, na qual os orifícios representam as conexões entre os componentes, os reservatórios são volumes para acumulo de pressão e o cilindro representa o cilindro de freio que possui certo deslocamento para total aplicação de sua funcionalidade.

Nesse modelo o sinal pneumático (pressão) se propaga ao longo do E.G. e chega até a válvula, que está conectada ao reservatório auxiliar (R.A.), ao volume de serviço rápido (V.S.R.) e à atmosfera por meio de orifícios controlados. Cada orifício tem sua abertura ou fechamento determinados de acordo com uma lógica pré-definida da válvula. Os orifícios para o R.A e para o V.S.R. se abrem quando é detectada a operação de carregamento e apenas se fecham quando há uma aplicação. Já o orifício para a atmosfera somente se abre quando é detectado o sinal para uma aplicação de emergência, servindo para auxiliar no esvaziamento rápido do E.G. e, consequente, na propagação do sinal de emergência ao longo da composição.

O volume de serviço rápido (V.S.R) é um volume fictício modelado para reproduzir simplificada o que ocorre na porção de serviço rápido da válvula AB. Ele serve para verificar a ocorrência ou não de uma aplicação de emergência baseada na diferença de pressão entre esse volume e o E.G. Em qualquer aplicação, o V.S.R. tende a manter a mesma pressão do E.G. esvaziando ar para a atmosfera até atingir

a pressão do encanamento. Como a área do seu orifício conectado à atmosfera é muito pequena, a queda de pressão nesse volume é lenta. Assim, pode existir uma grande diferença de pressão entre o volume e o E.G., caracterizando a aplicação de emergência.

O reservatório de emergência (R.E.) é conectado ao reservatório auxiliar por meio de outro orifício, o qual somente se abre durante carregamento ou alívio. Como o volume do reservatório de emergência é consideravelmente maior que o volume do reservatório auxiliar, ele demora mais tempo para ser carregado, mesmo com uma área de orifício igual a área do orifício que conecta o E.G. e o reservatório auxiliar. Além disso, durante alívios de aplicações normais, o reservatório de emergência contribui para o carregamento do reservatório auxiliar.

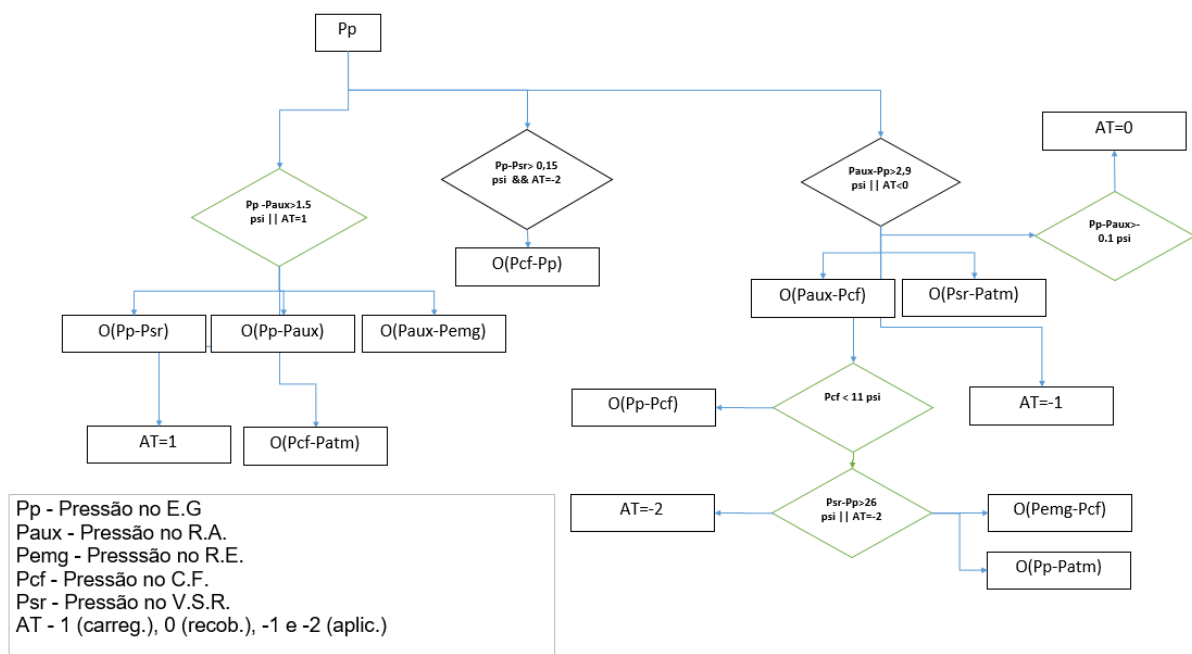
O R.A. se conecta ao cilindro de freio (C.F.) por meio de um orifício que se abre quando é detectado um sinal para uma aplicação do freio. O cilindro de freio é modelado como uma câmara de volume variável, devido à existência de um pistão. O volume máximo do cilindro é atingido já na aplicação mínima. Na aplicação de emergência, outro orifício conecta os reservatórios R.A. e R.E., ao mesmo tempo que o orifício do R.A. para o C.F. é aberto, permitindo que as pressões nos três volumes se equilibrem.

Em um alívio qualquer, assim que a diferença de pressão entre o E.G. e o R.A. diminui consideravelmente, o orifício de passagem de ar do R.A. para a atmosfera se abre, permitindo que ar escape do reservatório e que, dessa forma, ar entre no sistema mais rapidamente, assim como se abre também o orifício de passagem do C.F. para a atmosfera. Quando a pressão no E.G. ultrapassa a pressão no R.A., é iniciado o alívio do freio propriamente dito, abrindo-se também os orifícios de passagem de ar entre o E.G. e o R.A. e entre o R.A. e o R.E. No alívio de emergência, o orifício entre o C.F. e o E.G. também se abre para acelerar o carregamento do E.G.

Na Figura 3.8, é apresentado o fluxograma da válvula e as condições para abertura de cada orifício. O fluxograma trabalha com a pressão do E.G. como sinal de entrada do sistema e compara com as pressões do R.A. e do V.S.R., câmaras que servem para controle das operações da válvula AB. Se a diferença de pressão entre o E.G. e o R.A. for maior que 1,5 psi (10,3 kPa), inicia-se o carregamento ou alívio, abrindo os orifícios entre o E.G. e o V.S.R. e o R.A. e o orifício entre o R.A. e o R.E. também. Porém, se a diferença de pressão entre o R.A. e o E.G. for maior que 2,9 psi (20 kPa), o freio é aplicado. Tal diferença abre os orifícios entre R.A. e o C.F. e entre



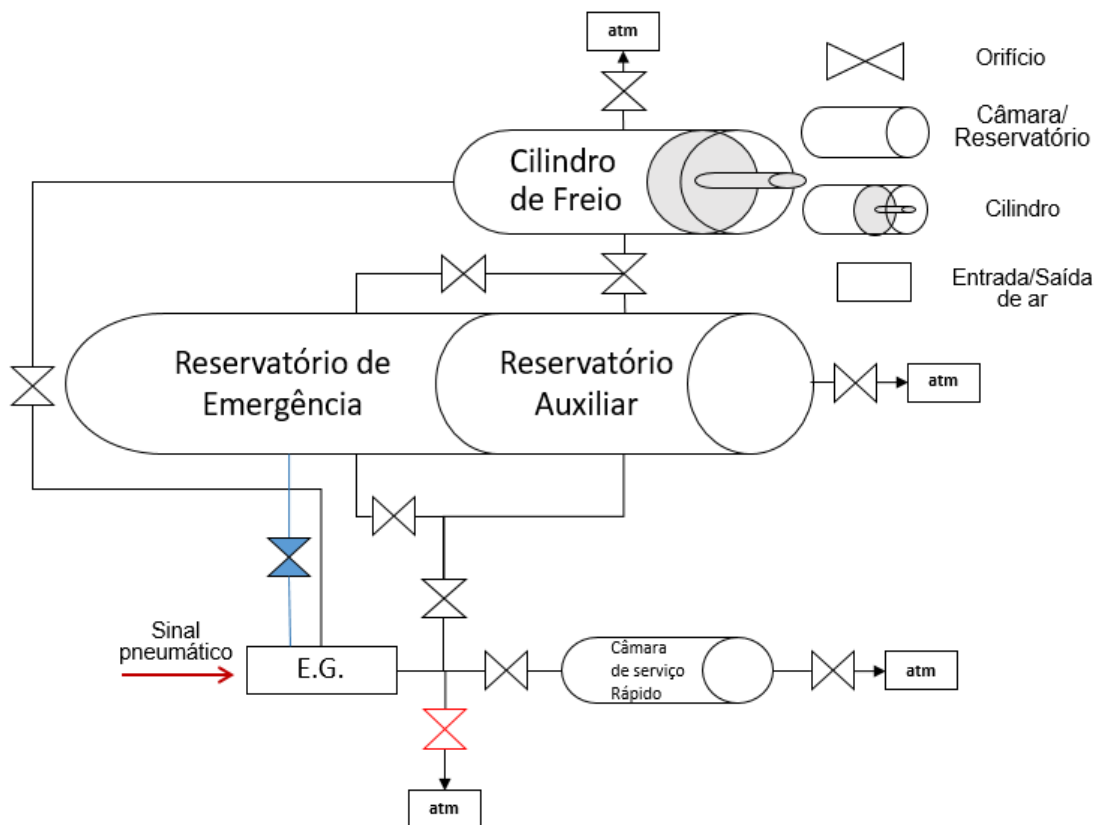
o V.S.R. e a atmosfera. Durante a aplicação, enquanto a pressão no C.F. não atingir o valor 11 psi (75,8 kPa), o orifício entre o E.G. e o C.F. fica aberto. Além disso, se a pressão no E.G. for 26 psi (179,3 kPa) maior que a pressão do V.S.R., são abertos os orifícios entre o R.E. e o C.F. e entre o E.G. e a atmosfera, dando início a aplicação de emergência. Por outro lado, se durante a aplicação a diferença de pressão entre o E.G. e o R.A. for maior que  $-0,1$  psi (0,7 kPa), acontece o recobrimento e os orifícios de controle são todos fechados. Por fim, o alívio de emergência ocorre quando diferença de pressão entre o E.G. e o V.S.R. for maior que 10 psi (68,9 kPa), abrindo, assim, o orifício entre o C.F. e o E.G. E por fim, o sinal AT foi implementado para garantir a execução das operações dentro do código numérico.



**Figura 3.8** - Fluxograma Válvula AB (presente em dimensão maior no Anexo A).

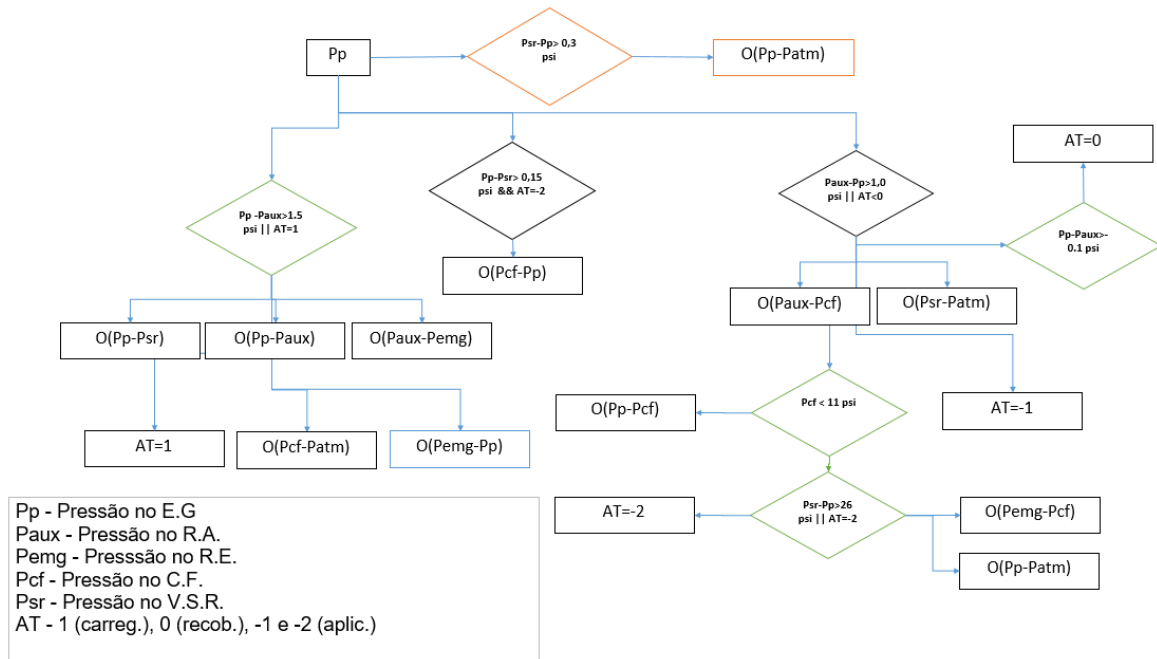
### 3.4 Modelo da válvula de controle ABDX

A válvula de controle ABDX é uma evolução da válvula AB e pode ser facilmente adaptada a partir do modelo proposto na Figura 3.7 adicionando mais dois orifícios controlados, representados pelos orifícios em vermelho e em azul na Figura 3.9.



**Figura 3.9** - Modelo da Válvula ABDX, semelhante a válvula AB, mas com dois orifícios controlados adicionais, mostrados em vermelho e em azul na figura. .

A primeira diferença é um orifício que conecta o E.G. com a atmosfera durante o início de cada aplicação de freio, com o intuito de propagar o sinal de aplicação com velocidade maior. A segunda é outro orifício que conecta o R.E. com o E.G. em toda etapa de alívio de freio do sistema, contribuindo para um aumento de pressão sobre o E.G. mais acelerado, que propaga o sinal de alívio com maior rapidez ao longo da composição. Isso está representado pelas caixas com cores diferentes no fluxograma da Figura 3.10. Nessa figura é mostrado que uma diferença de 0,3 psi (2,1 kPa) entre a pressão do V.S.R. e o E.G. abre o orifício entre o E.G. e atmosfera, acelerando a propagação do sinal de aplicação. Durante o alívio ( $P_p - P_{aux} > 1,5$  psi (10,3 kPa)), o orifício que conecta o E.G. com o R.E. se abre para auxiliar no enchimento do E.G., colaborando para que o sinal de alívio percorra o sistema com uma velocidade maior.



**Figura 3.10** - Fluxograma Válvula ABDX (Em formato maior no anexo B)

### 3.5 Funções que Descrevem os Componentes das Válvulas

As funções matemática que descrevem cada componente das válvulas de controle são apresentadas neste tópico. Esses componentes são, como dito, orifícios, câmaras (representando o reservatório) e cilindro.

#### 3.5.1 Orifício

O orifício é utilizado para modelar passagens de ar entre reservatórios. Seu uso em válvulas ferroviárias foi sugerido por Pugi *et al.* (2004). Por meio do orifício é definido o fluxo mássico que é transmitido entre câmaras com diferença de pressão entre elas utilizando a equação (54),

$$\dot{m} = A_o C_q C_m \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (54)$$

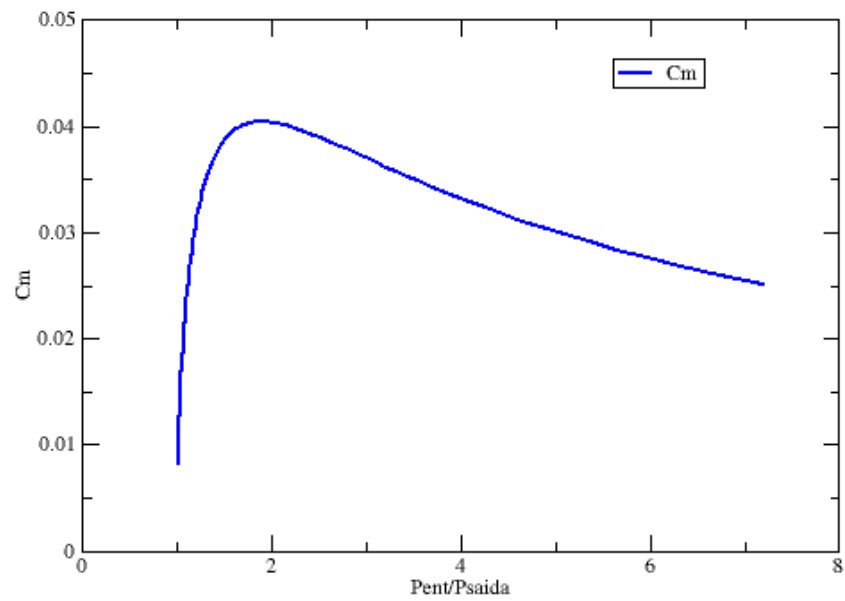
sendo  $\dot{m}$  o fluxo de massa que atravessa o orifício,  $A_0$  a área transversal do orifício,  $P_u$  a pressão do fluxo de entrada do orifício e  $C_q$  e  $C_m$  os fatores de correção do fluxo isentrópico. Esses fatores são calculados pelas equações (55) e (56).

$$C_q = 0.8414 - 0.1002 \left( \frac{P_d}{P_u} \right) + 0.8415 \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^2 - 3.9 \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^3 + 4.6001 \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^4 - 1.6827 \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^5 \quad (55)$$

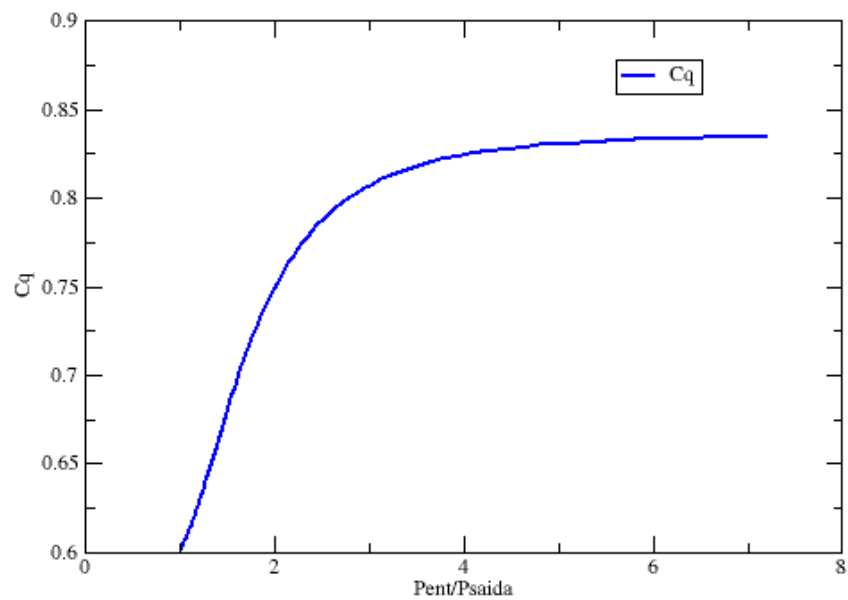
$$C_m = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)}} \sqrt{\left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}}}, & \text{subsônico} \\ \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}}, & \text{sônico} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma+1)} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{1/(\gamma-1)}}, & \text{supersônico} \end{cases} \quad (56)$$

Nas equações (55) e (56),  $P_d$  é a pressão do reservatório de saída do orifício e  $\gamma$  é o coeficiente de expansão adiabática do ar, adotado como 1,4 (PHILIP J. PRITCHARD, 2011). Essa formulação possui sentido único, de modo que a pressão de entrada deve ser sempre maior que a pressão de saída, devido à formulação de  $C_m$  que pode resultar em números imaginários se o sentido das pressões for inverso ao mencionado anteriormente. Assim, quando há uma inversão de sinal nas diferenças de pressões, as pressões de entrada e saída são alternadas e inverte-se o sentido do fluxo mássico.

As Figura 3.11 e Figura 3.12 mostram o comportamento dos fatores corretores  $C_m$  e  $C_q$ . O primeiro possui um grande crescimento para pequenas diferenças de pressões até atingir um pico e diminuir seu valor posteriormente. Enquanto que o segundo possui um comportamento logarítmico.



**Figura 3.11** - Comportamento do  $C_m$  em relação à razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída



**Figura 3.12** - Comportamento do  $C_m$  em relação à razão entre a pressão de entrada e a pressão de saída

### 3.5.2 Câmara

A câmara é utilizada para definir as pressões dos componentes anteriores e posteriores aos orifícios. Servem para calcular a pressão em cada reservatório. Para isso, é utilizada a equação (36), aplicada da maneira como mostra a equação (57) para representar as diversas câmaras e volumes das válvulas de controle e os reservatórios auxiliar e de emergência. Nessa equação  $P$  é a pressão na câmara,  $V_c$  o seu volume e cada  $\dot{m}_t$  é um fluxo mássico entrando ou saindo da câmara.

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{R \cdot T \cdot \sum_{i=1}^n \dot{m}_{t,i}}{V_c} \quad (57)$$

### 3.5.3 Cilindro

Esse modelo é utilizado para representar o cilindro de freio, que é modelado como uma câmara especial que possui um volume variável de acordo com o deslocamento do pistão. Sua modelagem começa com um balanço de massa, equação (58),

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{V_c} \rho_c dv \right) = \dot{m}_t, \quad (58)$$

sendo  $V_c$  é o volume de controle delimitado pelo volume interno do cilindro naquele instante de tempo e  $\dot{m}_t$  é o fluxo de massa que entra/sai do volume de controle. Assumindo uma condição isotérmica e gás ideal, pode-se simplificar a equação (58) e reescrevê-la como a equação (59),

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \frac{p_c}{RT} A_c X(t) \right] = \dot{m}_t, \quad (59)$$

com  $A_c$  sendo a área transversal do cilindro de freio e  $X$  a posição do pistão ao longo do tempo. Como  $R$ ,  $T$  e  $A_c$  são constantes ao longo do tempo, pode-se reorganizar a equação (59) como apresentado na equação (60),

$$\frac{\partial}{\partial t} [p_c X(t)] = \frac{\dot{m}_t RT}{A_c}, \quad (60)$$

a qual é integrada de acordo com a condição inicial de pressão e deslocamento, resultando na equação (61).

$$p_c(t) = \frac{1}{X(t)} \left( X_0 P_0 + \frac{1}{k A_c} \int_0^t \dot{m}(t) dt \right). \quad (61)$$

Na equação (61),  $X$  é a posição do cilindro ao longo do tempo,  $X_0$  e  $P_0$  a posição e a pressão iniciais no cilindro e  $A_c$  a área do pistão.

A dinâmica do pistão do cilindro, por sua vez, é dada pela equação (62),

$$M\ddot{X}(t) = A[P_c(t) - P_a] - C\dot{X}(t) - KX(t), \quad (62)$$

na qual  $M$  é a massa do pistão,  $C$  o coeficiente de amortecimento do sistema fluido-cilindro,  $K$  a constante elástica da mola ligada ao pistão e  $P_a$  a pressão na face do pistão que não está submetida à pressão do cilindro.

A equação (62) pode ser resolvida expandindo-a em uma série de Taylor, apresentada nas equações (63) a (65),

$$\ddot{X}(i) = \frac{A[P_c(i) - P_a] - C\dot{X}(i) - KX(i)}{M}, \quad (63)$$

$$\dot{X}(i+1) = \dot{X}(i) + \ddot{X}(i)\Delta t, \quad (64)$$

e

$$X(i+1) = X(i) + \dot{X}(i)\Delta t, \quad (65)$$

a qual permite que a posição do pistão seja calculada a cada instante de tempo por um método numérico simples.

### 3.6 Características do Sistema Modelado

Nesta seção, são apresentadas as características de cada componente do sistema. Já que na locomotiva é onde se localiza o manipulador de freios, que regula a condição de entrada no sistema de freios, algumas características dessa e da interface com o sistema são necessárias. O manipulador de freios é o responsável por regular a pressão que o E.G. deve manter. A pressão na entrada no sistema (saída da locomotiva) dependerá da operação que se deseja realizar. As características dos componentes de interesse na locomotiva se encontram na Tabela 3-2.

**Tabela 3-2: Características da Locomotiva (MURTAZA, 1989)**

Comprimento E.G.	476,4in (12.1m)
Diâmetro E.G.	1 ¼ in ( $3,175 \times 10^{-2}$ m)
Inclinações no E.G.	4x5,64 R/D
Válvulas Globos	1
$C_f$	1,93

Diferentemente da locomotiva, o vagão possui um orifício em seu encanamento geral a cada válvula de controle, que pode estar em cada vagão. Essa válvula gera o fluxo mássico da equação (31). As características dos componentes no vagão são apresentadas na Tabela 3-3. As propriedades em função do tempo, tanto para o vagão quanto para a locomotiva, são calculadas pelas equações (44 e 48), considerando cada um deles um volume.



**Tabela 3-3: Características do Vagão (MURTAZA, 1989)**

Comprimento E.G.	476,4in (12.1m)
Diâmetro E.G.	1 ¼ in ( $3,175 \times 10^{-2}$ m)
Área do orifício de entrada da válvula	$9,84 \times 10^{-5}$ in ( $2,5 \times 10^{-6}$ m)
Inclinações no E.G.	4x5,64 R/D
Válvulas Globos	2
$C_f$	2,94

Para definir as propriedades das válvulas de controle foi necessário utilizar as curvas de pressão dadas pelo simulador comercial em duas operações distintas: a primeira uma aplicação normal seguida por um alívio e a segunda uma aplicação de emergência seguida por um alívio. No decorrer destas duas operações foram utilizados todos os orifícios indicados pelas sequências lógica da Figura 3.7 para a válvula AB e da Figura 3.10 para a válvula ABDX. Assim, foi possível definir o valor da área de cada orifício que proporcionaria uma perda de carga equivalente à característica da curva dada pelo simulador, além das características do cilindro de freio. Esses valores estão apresentados nas Tabela 3-4 (AB) e Tabela 3-5 (ABDX).

**Tabela 3-4: Características da Válvula de Controle AB**

Volume Reservatório Auxiliar	$2,5 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,041 m <sup>3</sup> )
Volume Reservatório Emergência	$3,5 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,057 m <sup>3</sup> )
Volume Serviço Rápido	$0,9 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,015 m <sup>3</sup> )
Massa do Cilindro de Freio	1,1 lbs (0.5 kg)
Constante Elástica do Cilindro de Freio	57,1 lb/in (10000 N/m)
Área do Cilindro de Freio	2,6 in (0,065 m)
Deslocamento máximo do cilindro	8,3 in (0,2112 m)
Deslocamento mínimo do cilindro	2,5 in (0,0616 m)
Área de orifício de E.G. para R.A.	$9,8 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $2,5 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de E.G. para atmosfera (para emergência ativa)	$3,1 \times 10^{-2} \text{ in}$ ( $8 \times 10^{-4} \text{ m}$ )
Área de orifício de E.G. para V.S.R.	$3,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $1 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de V.S.R. para atmosfera	$7,8 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $2 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.A. para R.E.	$1,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $5 \times 10^{-7} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.A para C.F.	$1,6 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $4 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de C.F. para atmosfera	$1,2 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $3,2 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.E. para C.F.	$3,1 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $7,8 \times 10^{-6} \text{ m}$ )

**Tabela 3-5: Características da Válvula de Controle ABDX**

Volume Reservatório Auxiliar	$2,5 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,041 m <sup>3</sup> )
Volume Reservatório Emergência	$3,5 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,057 m <sup>3</sup> )
Volume Serviço Rápido	$0,9 \times 10^3 \text{ in}^3$ (0,015 m <sup>3</sup> )
Massa do Cilindro de Freio	1,1 lbs (0.5 kg)
Constante Elástica do Cilindro de Freio	57,1 lb/in (10000 N/m)
Área do Cilindro de Freio	2,6in (0,065m)
Deslocamento máximo do cilindro	8,3in (0,2112m)
Deslocamento mínimo do cilindro	2,5in (0,0616m)
Área de orifício de E.G. para R.A.	$9,8 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $2,5 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de E.G. para atmosfera (para emergência ativa)	$3,1 \times 10^{-2} \text{ in}$ ( $8 \times 10^{-4} \text{ m}$ )
Área de orifício de E.G. para V.S.R.	$3,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $1 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.E. para C.F.	$3,1 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $7,8 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de V.S.R. para atmosfera	$3,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $1 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.A. para R.E.	$3,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $1 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.A para C.F.	$1,4 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $3,5 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de C.F. para atmosfera	$1,2 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $3 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de R.E. para E.G.	$1,8 \times 10^{-4} \text{ in}$ ( $4,5 \times 10^{-6} \text{ m}$ )
Área de orifício de E.G. para atmosfera (especifico ABDX)	$3,9 \times 10^{-5} \text{ in}$ ( $1 \times 10^{-6} \text{ m}$ )

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este trabalho se concentrou na simulação de comboios de vagões geminados, que é um conjunto no qual dois vagões dividem a mesma válvula de controle, com a composição ferroviária liderada por apenas uma locomotiva. Para essa composição, foi analisado o comportamento da pressão em regiões específicas de cada vagão e válvula, como encanamento geral, reservatório auxiliar, cilindro de freio e reservatório de emergência.

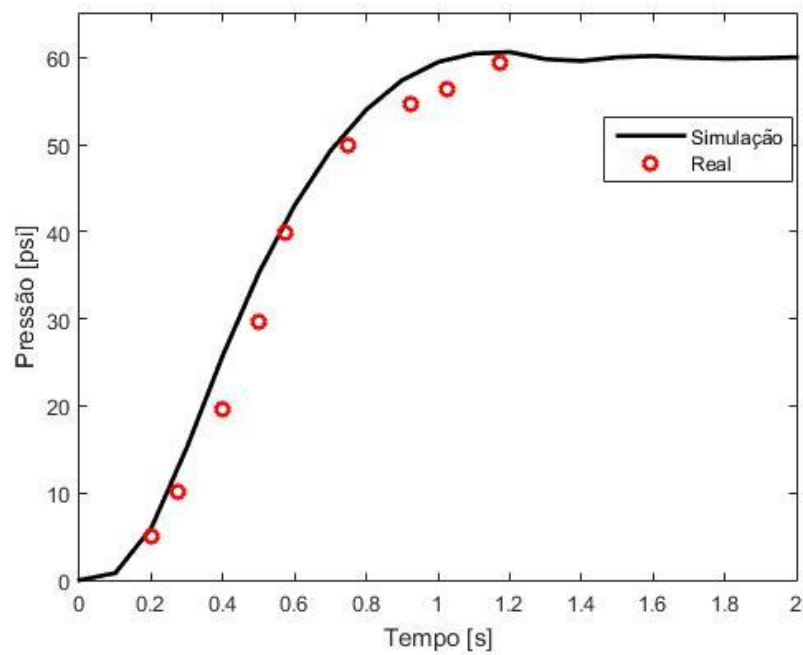
Primeiramente, foi validado o modelo do encanamento geral desenvolvido através da comparação com os dados obtidos por Funk e Robe (1970), que mediram os valores de pressão ao final de uma tubulação de 100 ft (30,48m) com um diâmetro de 0,17 in (4,318mm). Discretizando este sistema em 10 volumes (resultando em um  $\Delta x$  de 10 ft (3,048m) cada), utilizando um passo de tempo  $\Delta t$  de  $1 \times 10^{-4}$  s e o conjunto das equações (44) e (48), foram obtidos resultados para a pressão no final da tubulação, quando o sistema é submetido a uma de pressão de 60 psi (413,7 kPa) na entrada. Tais resultados são apresentados nas Figura 4.1 e Figura 4.2.

Pode-se observar que tanto na variação positiva de pressão (0-60 psi ou 0-413,7 kPa), quanto na variação negativa de pressão (60-0 psi ou 413,7-0 kPa) o comportamento do modelo é um pouco mais rápido do que o sistema real (FUNK; ROBE, 1970). Ainda assim, o comportamento é extremamente parecido com o comportamento real.

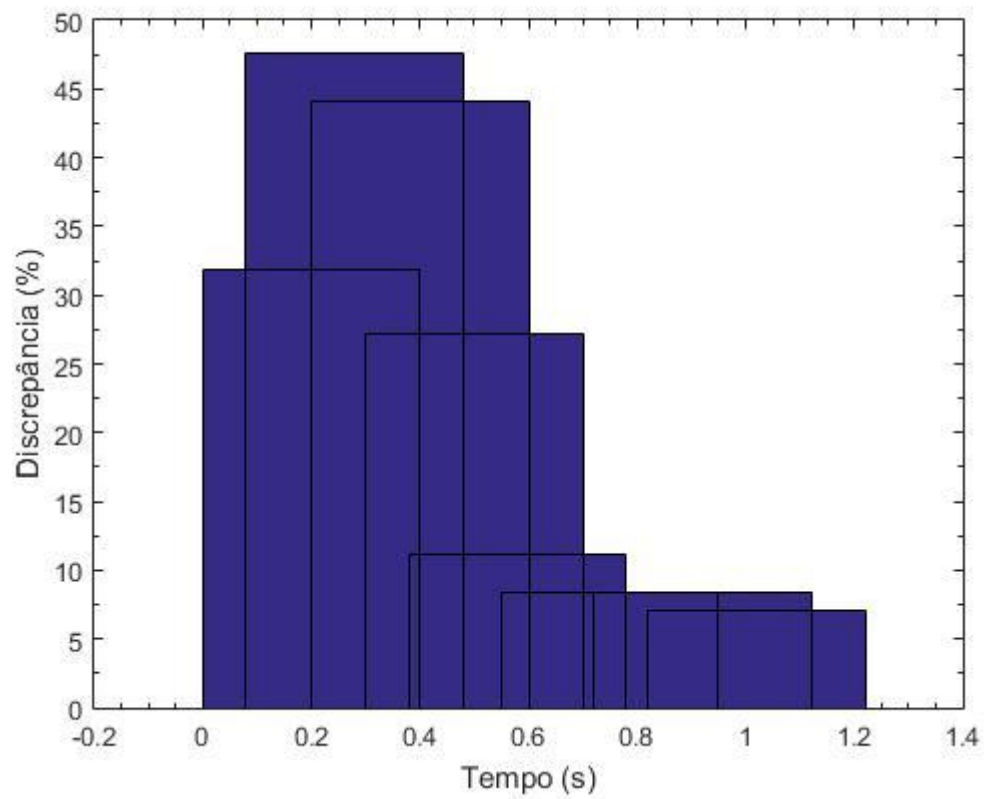
Para análise do erro, foi proposta a utilização da diferença de magnitude entre as pressões nos pontos para os quais há dados reais utilizando a equação (66); Estes são apresentados nas Figura 4.2 e Figura 4.4. Por essas discrepâncias é possível deduzir que o comportamento da curva de pressão está acelerado em relação ao comportamento real, pois há discrepâncias mais significativas no início da variação que diminuem conforme se aproxima do ponto de estabilização. Porém, estas discrepâncias são os erros no tempo e magnitude combinados, de modo que não representam uma análise precisa da validade do modelo utilizado. Assim, se optou por analisar a precisão do modelo por meio do tempo necessário para atingir a pressão desejada e calcular o atraso do sistema utilizando o tempo obtido pelo modelo menos o tempo real, segundo mostrado na Tabela 4-1, pois para composições ferroviárias há

uma grande inércia para a variação da pressão ao longo destas, fazendo com que o momento que a pressão se estabiliza seja mais importante do que seu comportamento transiente.

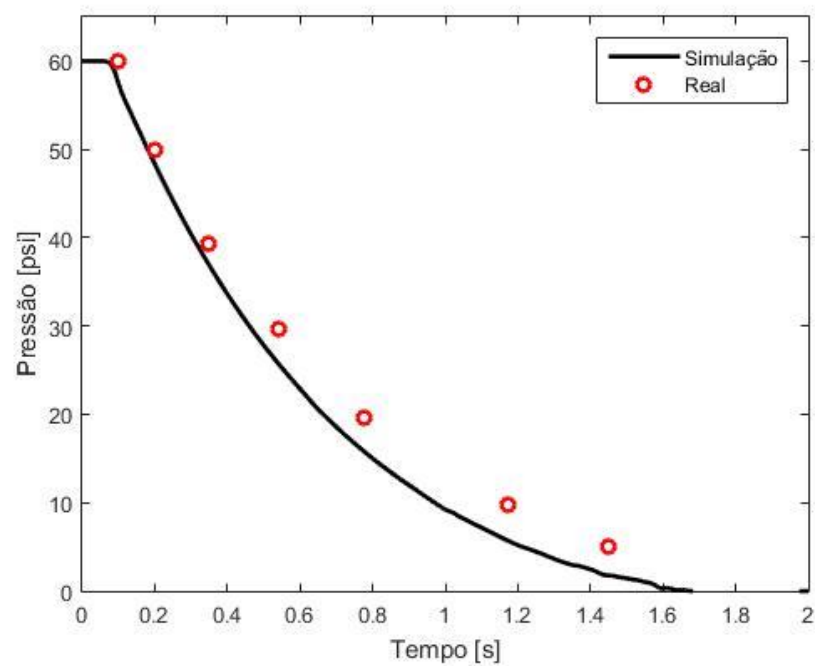
$$Discrepância = \frac{P_{modelo} - P_{real}}{P_{real}} \times 100\% \quad (66)$$



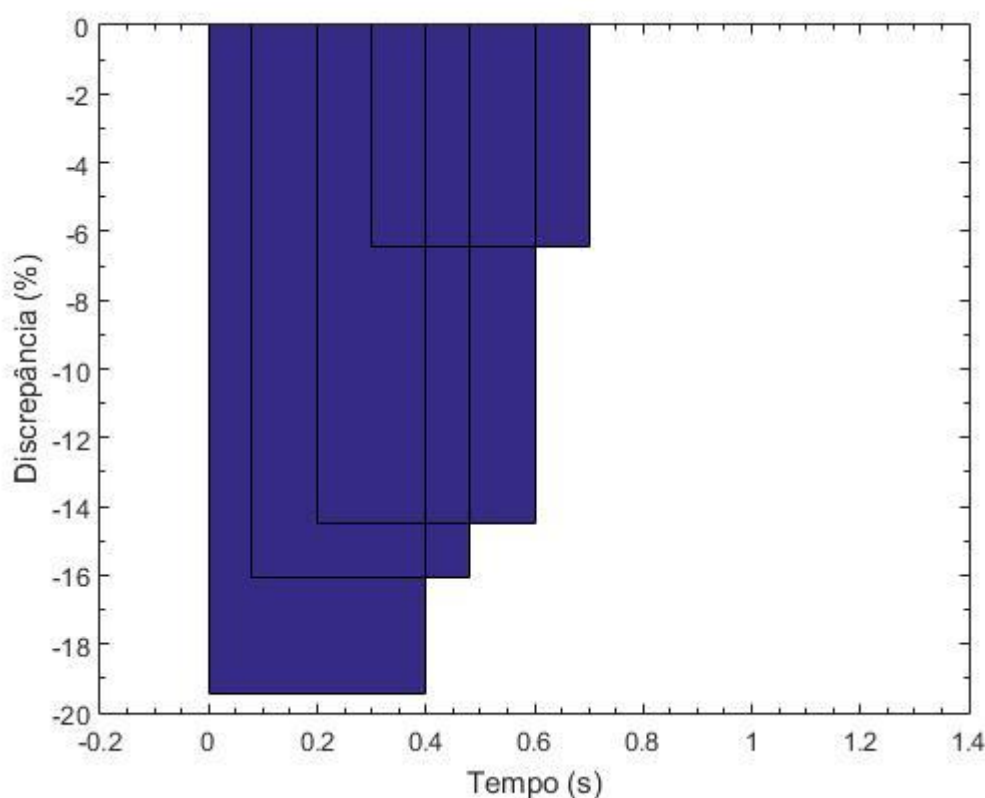
**Figura 4.1** – Comparação entre o comportamento da pressão simulado (linha contínua) e o medido (FUNK; ROBE, 1970) (círculos) ao final da tubulação para uma entrada degrau de mais 60 psi.



**Figura 4.2** – Discrepância entre o comportamento simulado e o medido para o carregamento do sistema.



**Figura 4.3** – Comparação entre o comportamento da pressão simulado (linha contínua) e o medido (FUNK; ROBE, 1970) (círculos) no final da tubulação para uma entrada de menos 60 psi.



**Figura 4.4** - Discrepância entre o comportamento simulado e o medido para o descarregamento do sistema.

**Tabela 4-1:** Tempos de obtenção da Pressão de Estabilização

	Tempo Medido [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
Pressurização do Sistema	1,175	0,97	-0,205
Despressurização do Sistema	1,45	1,21	-0,24

Na Tabela 4-1, como não há dados de quando o sistema atinge a pressão nula, foi utilizado o tempo para atingir a pressão no último ponto aferido. A partir dela, é observado que o modelo possui um adiantamento de cerca de 0,2 s em relação aos valores reais. Isso mostra que o modelo realmente possui um comportamento dinâmico mais acelerado que o real e que mantém essa aceleração tanto no carregamento quanto no descarregamento do sistema. Como essa diferença é de poucos décimos de segundo, pode-se considerar que o modelo representa com precisão adequada o comportamento de linhas de pressão. A diferença de tempo

apresentada pelo modelo é oriunda das simplificações impostas em sua dedução. O comportamento transiente da curva é extremamente parecido com o real.

Após validar o modelo do encanamento geral, foi definida a discretização do sistema e feita uma análise de sua estabilidade. Para poder incorporar todas as perdas de cargas locais de um único vagão/locomotiva como um parâmetro concentrado foi escolhido uma divisão de espaço  $\Delta x$  igual a 476,4in (12,1m), o qual representa o tamanho normal do encanamento geral de cada vagão. Para definir o passo no tempo ( $\Delta t$ ) máximo, utilizou-se a equação (49) junto do maior autovalor da matriz do determinante da equação (53).

Essa matriz tem um autovalor de  $\lambda_{pmax} = U + \sqrt{RT}$ , o qual, por sua vez, utilizando a  $U_{max}$  igual a  $13,4 \times 10^3$  in/s (340 m/s),  $R$  igual a 0,123 btu/lb.K (287 J/kg.K) e temperatura ambiente ( $T$ ) igual a 308 K, leva a um  $\Delta t$  de 0,0164 s. Porém, devido à rigidez do problema, é necessário utilizar um  $\Delta t$  bem menor, sendo utilizado um no valor de  $5 \times 10^{-5}$  s, que mantém o número de Courant bem abaixo do necessário e cumpre o critério de estabilidade.

Todas as equações de derivadas temporais foram resolvidas utilizando o método de Euler, representado pela equação (67),

$$G(t)^{n+1} = G(t)^n + \Delta t \cdot \frac{dG(t)^n}{dt}, \quad (67)$$

na qual o expoente  $n$  indica a posição no tempo daquele valor e  $G(t)$  é uma função qualquer. Esse método foi escolhido, pois era o mais simples de implementar e requer um tempo de processamento computacional menor. Outros métodos, como de Runge-Kutta de alta ordem, foram testados e, mesmo garantindo a estabilidade da resposta com um passo de tempo maior, custavam maior tempo de processamento computacional do que o de Euler, devido ao aumento de linhas para sua programação.

Definidos os  $\Delta$ 's, monta-se a simulação com a quantidade de vagões desejados mais um. Este último representa a locomotiva e que é onde serão impostas as entradas do sistema. Assim, o sistema possuirá um número de elementos igual ao número de vagões mais um, sendo que cada elemento possui suas próprias características, como mostrado na Seção 3.6. Além disso, cada primeiro vagão do conjunto geminado está ligado com a válvula de controle. Ela utiliza um módulo de cálculo a parte, que só interfere com o cálculo do vagão quando há entrada ou saída



de fluxo mássico na posição em que esta se localiza, sendo esse fluxo o responsável pela produção ou redução de densidade na equação de conservação da massa dada pela equação (30).

Com todas as características definidas, foram estudadas três configurações de composições diferentes para o trabalho da válvula de controle AB: 1 locomotiva e 50 vagões geminados, 1 locomotiva e 100 vagões geminados e 1 locomotiva e 150 vagões geminados. Para a válvula ABDX, foi estudada apenas uma composição de 1 locomotiva e 100 vagões.

Com relação aos resultados das composições, objetiva-se obter o comportamento das pressões nos componentes do sistema de freio. A apresentação desses resultados será feita para cada operação (carregamento, aplicação mínima, aplicação máxima, alívio e aplicação de emergência). Algumas delas serão comparadas com os dados do simulador comercial TOS (“Train Operarion Simulator”) desenvolvido pela Alion Science.

#### **4.1 Ensaio 1: 1 locomotiva e 50 vagões geminados**

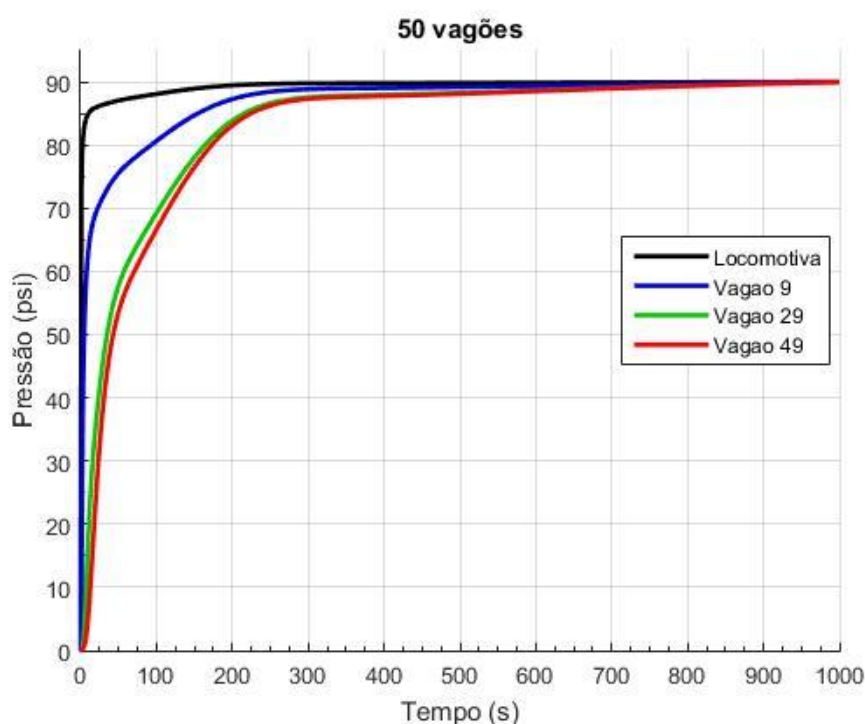
Para essa composição, serão apresentados os resultados para 4 operações: carregamento, aplicação mínima, aplicação máxima e aplicação de emergência. Para as aplicações, os resultados gerados foram comparados com as respostas obtidas pelo simulador comercial (TOS).

##### **4.1.1 Carregamento**

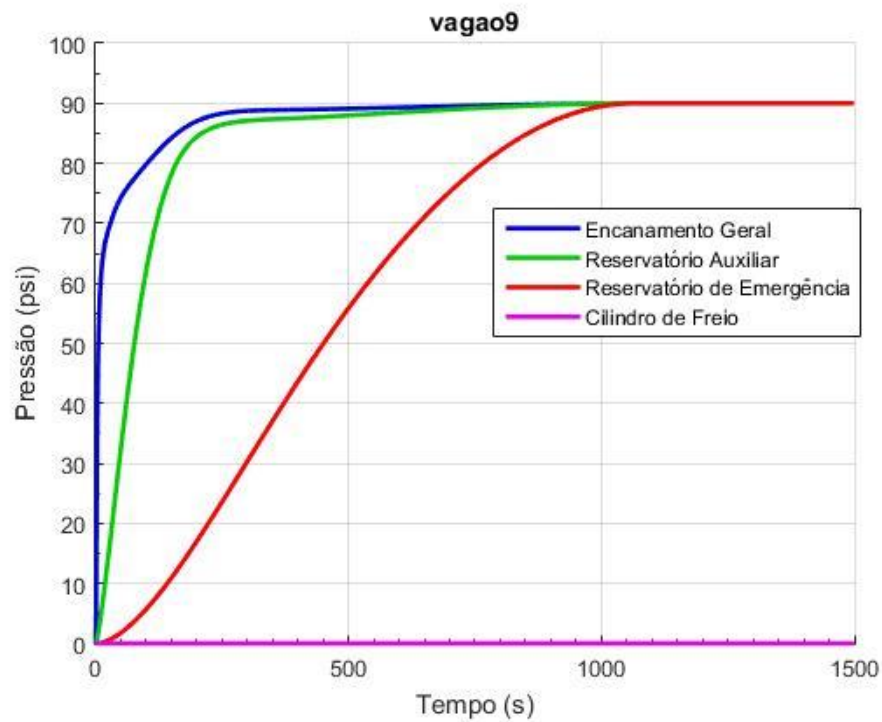
No carregamento o sistema é alimentado na locomotiva por uma fonte de pressão de 90 psi (620,6 kPa), a qual supre ar até que a pressão no encanamento geral (E.G) atinja o mesmo valor de 90 psi (620,6 kPa).

O perfil de pressões ao longo do encanamento geral é representado na Figura 4.5. Nela se observa que o crescimento da pressão é rápido nos primeiros vagões,

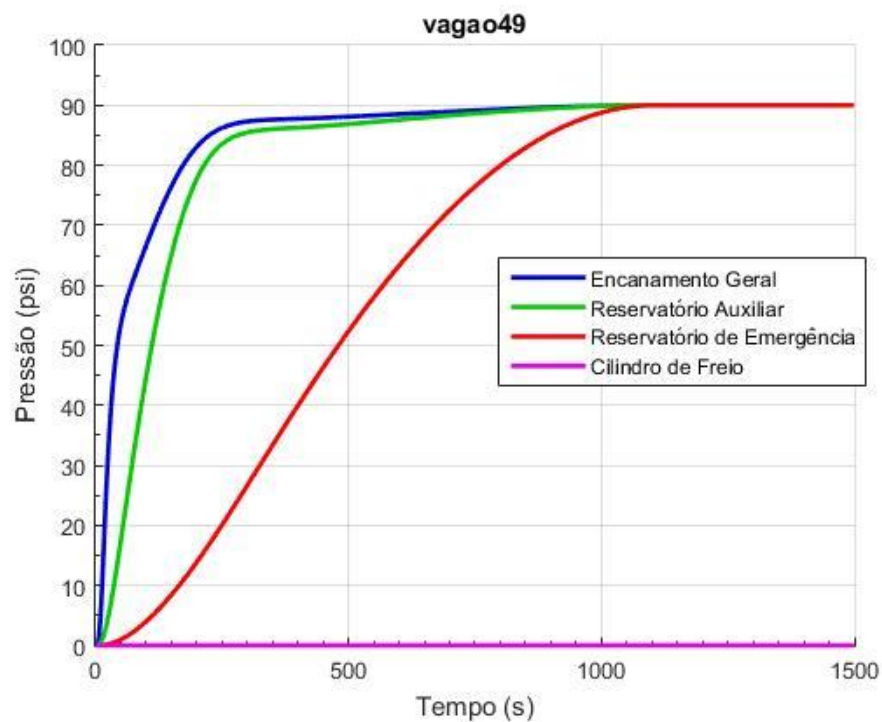
porém não possui muita diferença conforme se chega nos últimos vagões, sendo bem mais lento. Isso é causado pela diferença de pressões, que controla o fluxo de massa entre os vagões. Esta se torna menos abrupta ao longo da composição, tornando o crescimento da pressão nos últimos vagões mais lento e extremamente similar aos dos seus vizinhos. Mesmo assim, esse fator não compromete a alimentação dos reservatórios como mostrado nas Figuras 4.6 e 4.7. Nelas está representado o pequeno atraso da conclusão do carregamento do vagão 49 (Figura 4.7) em relação ao vagão 9 (Figura 4.6). Nota-se que o comportamento da pressão no reservatório auxiliar é quase idêntico em ambos os vagões, assim, o fluxo de ar que chega nos últimos vagões sofre grande influência do fluxo que está indo para o reservatório auxiliar, fazendo com que o comportamento dinâmico da pressão no encanamento geral seja mais lento. Além do que a resposta da válvula é coerente com o modelo, pois durante o carregamento somente os reservatórios se pressurizam.



**Figura 4.5 – Curva de Pressões ao longo do E.G durante o carregamento. Composição de 50 vagões.**



**Figura 4.6** – Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para o carregamento. Composição de 50 vagões.

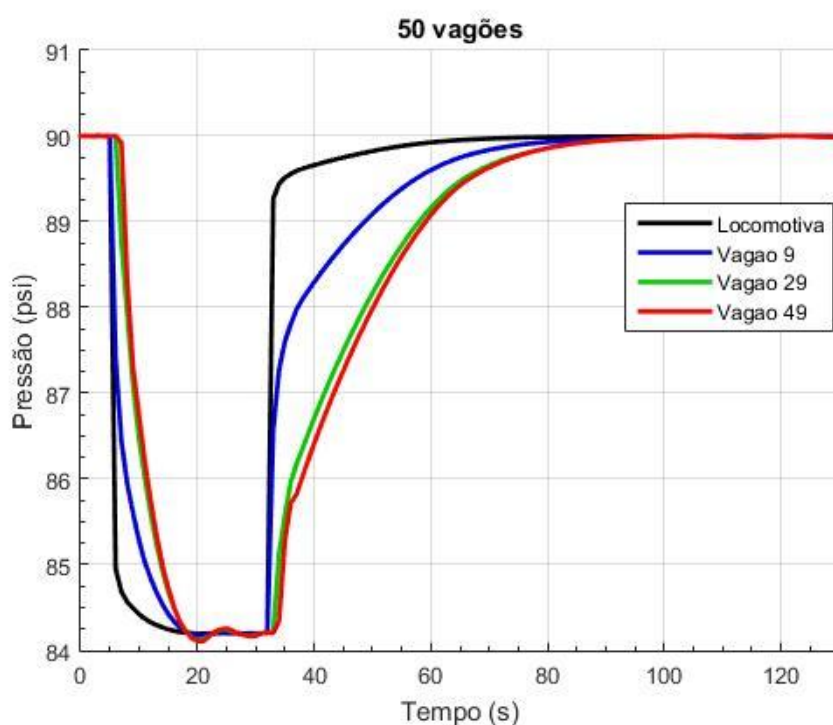


**Figura 4.7** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para o carregamento. Composição de 50 vagões.

#### 4.1.2 Aplicação Mínima

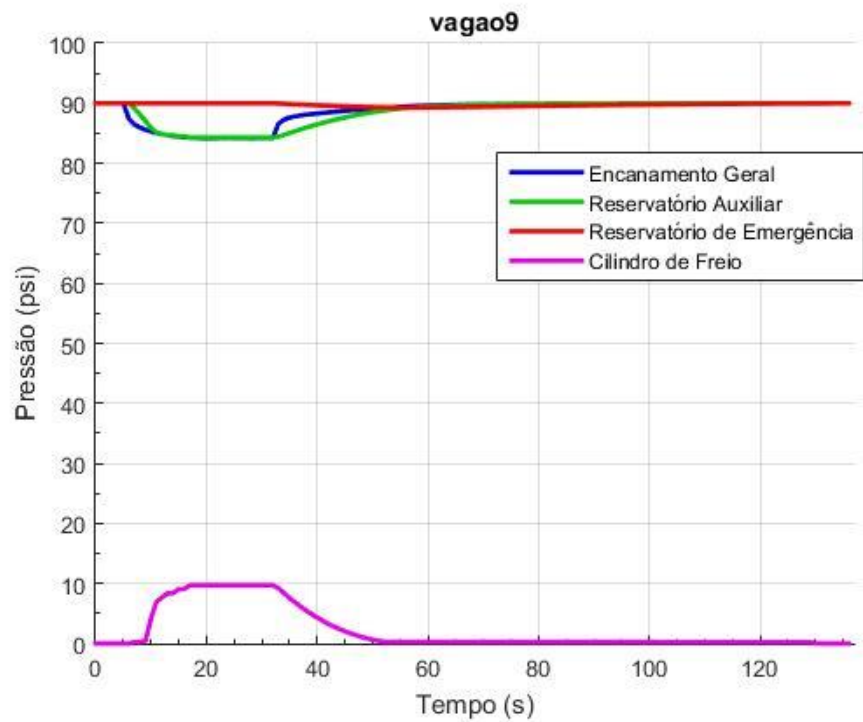
Nesta etapa, o sistema é submetido a um decréscimo de pressão, variando de de 90 psi (620,6 kPa) para 84,2 psi (580,6 kPa) em sua entrada (encanamento geral), a qual resulta em uma saída de massa no sistema até que se estabilize na nova pressão, acionando, assim, os cilindros de freio. Após a estabilização do sistema, aplica-se um acréscimo de pressão de 84,2 psi (580,6 kPa) para 90 psi (620,6 kPa) na entrada. A válvula de controle entenderá essa variação de pressão como alívio, recarregando os reservatórios e liberando a pressão contida no cilindro de freio para a atmosfera em todos os vagões.

A Figura 4.8, representa a distribuição de pressão ao longo da composição, a qual mantém o mesmo padrão do carregamento. A variação de pressão continua sendo mais acentuada nos primeiros vagões do que nos últimos, devido à diminuição do potencial de pressão, que é a diferença de pressão entre os vagões. Porém, essa diferença entre os primeiros vagões e os últimos, é menor quando ocorre a retirada de ar do encanamento geral. Isso ocorre pois quando há a retirada de pressão na entrada do sistema, todo o encanamento contribui para estabilizar o sistema na pressão desejada, enquanto, que durante o carregamento, a entrada tem a maior influência no comportamento da pressão no início da composição.

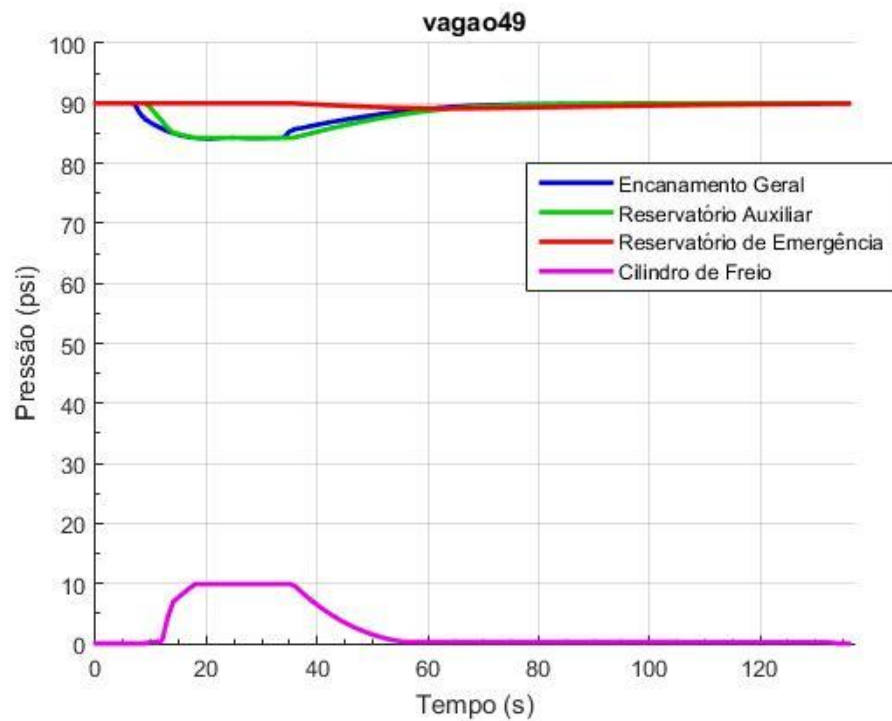


**Figura 4.8** - Curvas de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação mínima. Composição de 50 vagões

As Figura 4.9 e Figura 4.10 mostram a diferença de aplicação do cilindro de freio em relação aos vagões 9 e 49. O último possui um pequeno atraso de 2 segundos, o que gera mudanças na distribuição de forças internas da composição, suportadas pelos aparelhos de choque e tração, entre os vagões. Além disso, é possível analisar a validade do modelo em relação ao sistema de freio real, pois quando ocorre a queda de pressão no E.G., após um certo período, a pressão do R.A. acompanha a do E.G.. Enquanto isso o C.F. é pressurizado. Durante a pressurização do E.G. acontece algo parecido, no qual o R.A. se pressuriza após um período, acompanhando o E.G. e se conectando com o R.E. e, em paralelo, o C.F. é conectado com a atmosfera aliviando a pressão em seu interior.

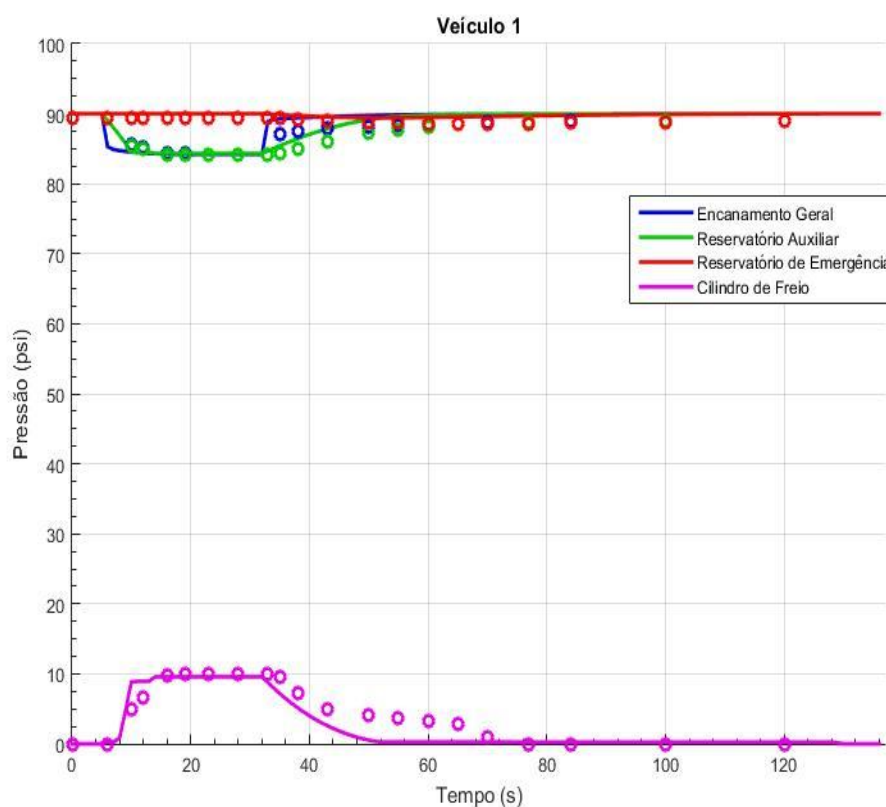


**Figura 4.9** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para a aplicação mínima. Composição de 50 vagões.



**Figura 4.10** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação mínima. Composição de 50 vagões.

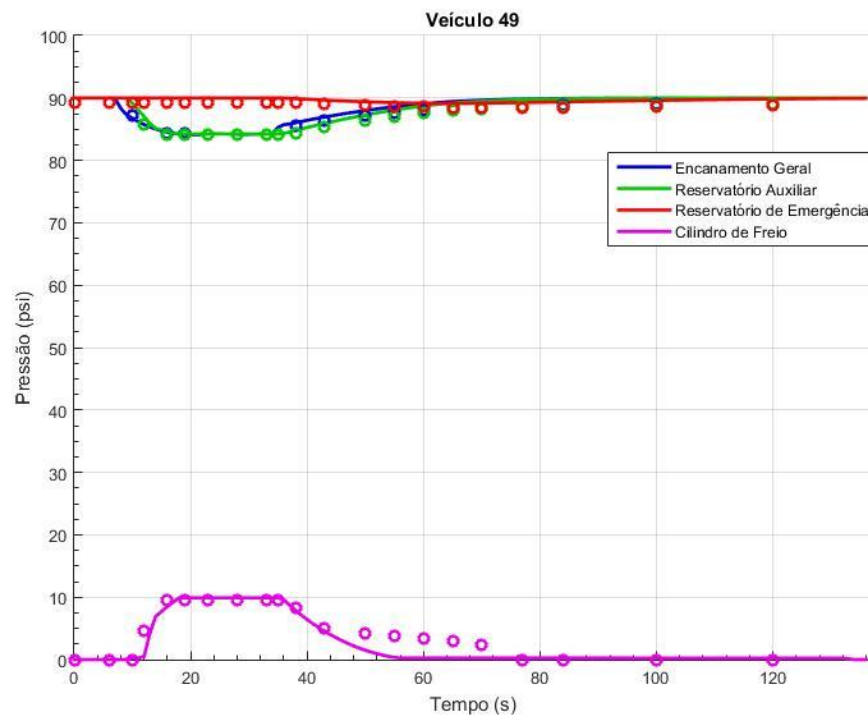
Nas Figura 4.11 e Figura 4.12 tem-se a comparação do modelo apresentado com a resposta do S.C. (Simulador Comercial). Pode-se observar que o comportamento de ambos é muito parecido, apesar de haver uma pequena divergência na variação de pressão no encanamento geral do primeiro vagão. Isso pode ocorrer devido a considerações distintas impostas na entrada e devido ao fato de S.C. atingir uma pressão máxima de somente 89,3 psi (615,7 kPa). Para a comparação dos tempos de estabilização, foi definido que o tempo adotado seria quando a pressão no componente chegasse a 0,2 psi (1,4 kPa) a menos que a sua pressão de estabilização. Nas Tabela 4-2 e Tabela 4-3 são apresentados esses tempos e os atrasos/adiantamento do modelo em relação ao simulador.



**Figura 4.11** - Comparação entre o comportamento de pressão dos componentes do sistema de freio modelados, linha contínua em relação ao C.S., linha de círculos, para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-2:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Composição de 50 vagões.

Estabilização	Tempo S.C.[s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	16	9	-7
E.G. Alívio	65	52	-13
R.A. Aplicação	16	10	-6
R.A. Alívio	65	59	-6
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	77	77	0
C.F. Aplicação	16	14	-2
C.F. alívio	77	52	-25



**Figura 4.12** - Comparação entre o comportamento de pressão dos componentes do sistema de freio modelados, linha contínua em relação ao C.S., linha de círculos, para o vagão 49 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões.



**Tabela 4-3:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação mínima no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.

<b>Estabilização</b>	<b>Tempo S.C. [s]</b>	<b>Tempo Modelo[s]</b>	<b>Atraso [s]</b>
E.G. aplicação	19	18	-1
E.G. Alívio	84	76	-8
R.A. Aplicação	16	18	+2
R.A. Alívio	84	81	-3
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	84	86	+2
C.F. Aplicação	16	18	+2
C.F. alívio	77	56	-21

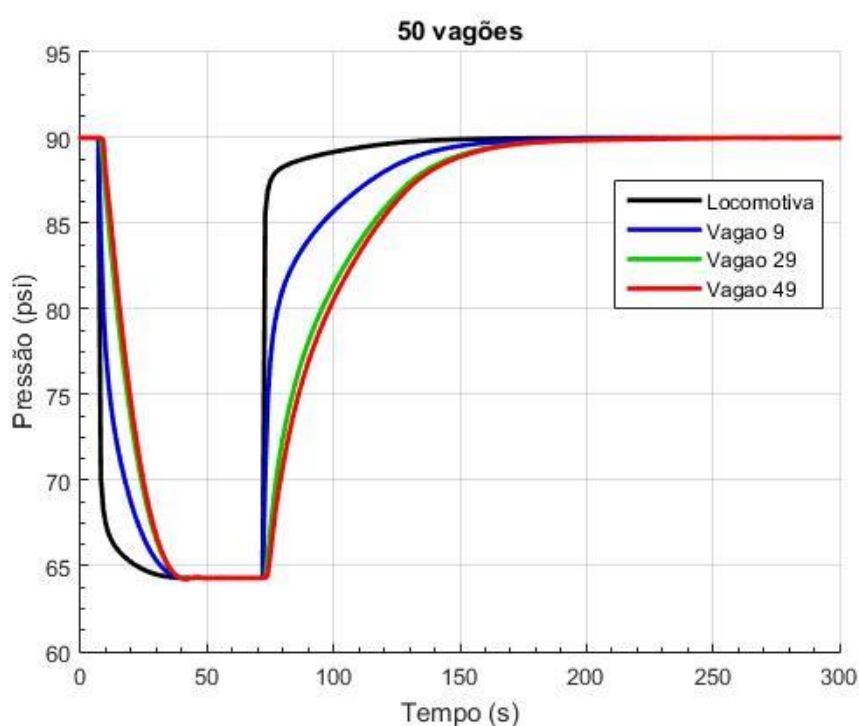
Na Tabela 4-2 fica claro que os resultados para o primeiro vagão são realmente mais rápidos, chegando a mais de 20s de adiantamento em alguns casos, enquanto que para o vagão 49, os resultados são mais próximos, sendo um adiantamento de 8s no máximo, como mostra a Tabela 4-3. Além disso, possivelmente no S.C. foi implementado um alívio de dois estágios do cilindro de freio, o qual cria o segundo patamar de estabilização na pressão do cilindro de freio durante o alívio e que não foi implementado no modelo utilizado. No modelo, foi utilizado um alívio simples de modo que, apesar de a pressão no cilindro de freio apresentar no alívio uma diferença de mais de 20 s, ela pode não ser real devido à incompatibilidade entre os modelos de cilindro. Assim, é necessário analisar o alívio do cilindro à partir do momento em que se inicia o seu processo. Como as Figura 4.11 e Figura 4.12 indicam que há pouca diferença do momento que o modelo e o S.C. iniciam esse processo para ambos os vagões, pode-se considerar que o modelo possui precisão adequada.

A pressão no cilindro de freio irá comandar a força de frenagem e uma variação no seu acionamento a cada vagão pode gerar grandes variações na dinâmica do trem, o que pode levar até ao descarrilamento. Contudo, a diferença entre a estabilização do modelo e o S.C. possui uma média de 2 s, fazendo com que o modelo aplique o freio desejado pouco antes ou depois do esperado, mas com uma diferença pequena e mantendo o comportamento transiente da curva de pressões.

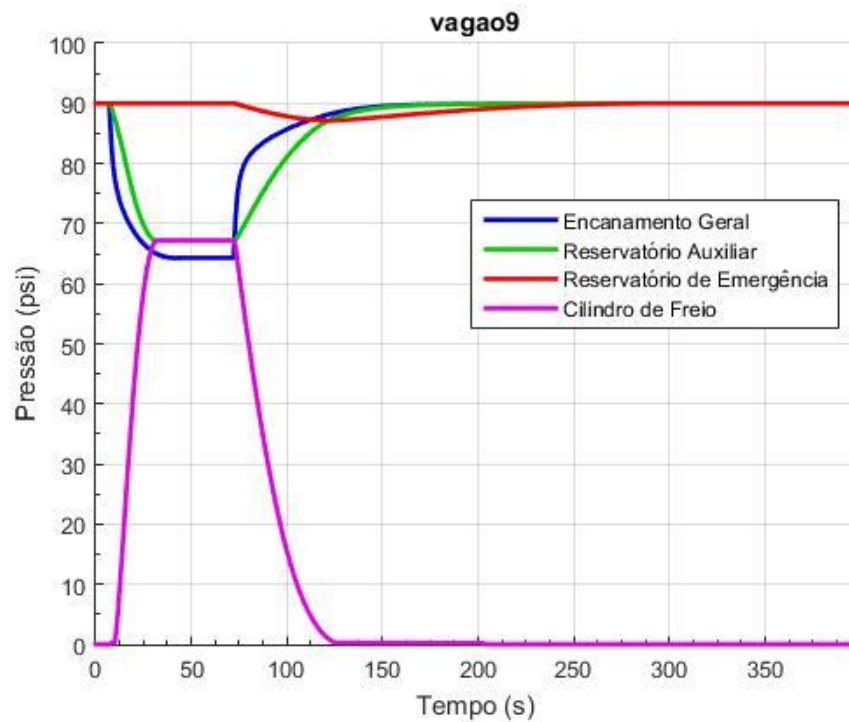
### 4.1.3 Aplicação de Máxima

A aplicação máxima possui a mesma sequência da aplicação mínima, mas com o decréscimo de pressão na entrada de 90psi (620,6 kPa) para 64,2psi (442,6 kPa). Essa aplicação visa obter a máxima força de frenagem utilizando somente o reservatório auxiliar de cada vagão.

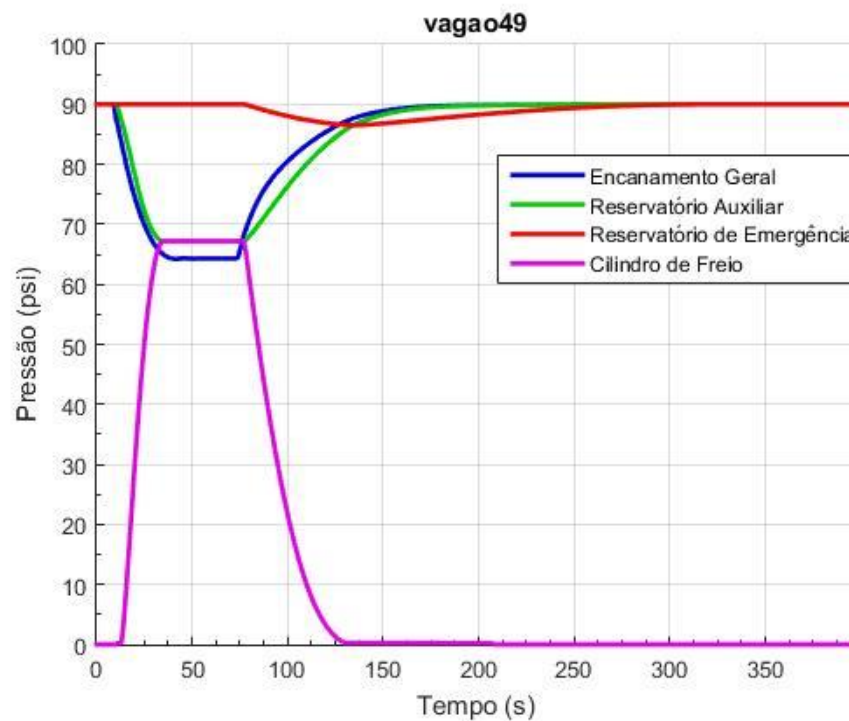
O comportamento do atraso em relação aos vagões é similar ao que ocorre com a aplicação mínima, como é mostrado na Figura 4.13, além de continuar existindo pouca diferença no preenchimento do sistema de freio (estabilização da pressão no cilindro de freio) nos últimos vagões como mostram as Figura 4.14 e Figura 4.15. Durante a sua execução, tem-se que as pressões do R.A. e do C.F. se estabilizam, garantindo a pressão de frenagem normal máxima.



**Figura 4.13** – Curva de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação máxima. Composição de 50 vagões.



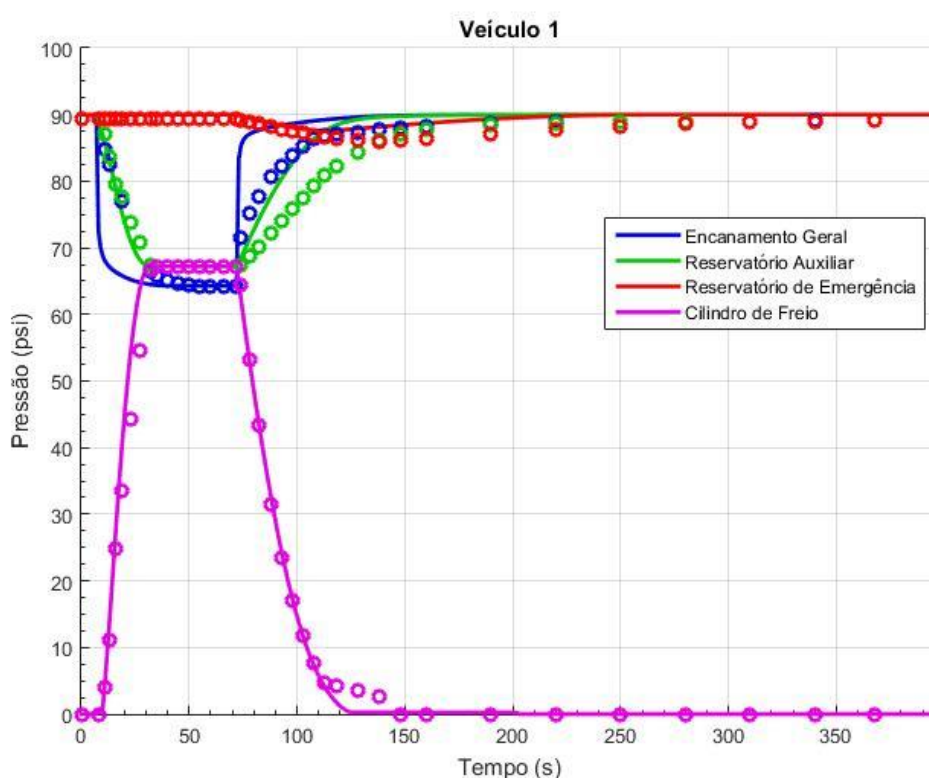
**Figura 4.14** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para aplicação máxima. Composição de 50 vagões.



**Figura 4.15** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para aplicação máxima. Composição de 50 vagões.

No caso da aplicação máxima, a velocidade de resposta no primeiro vagão continua sendo maior que a da resposta do S.C., como mostra a Figura 4.16. Porém, o modelo é robusto o suficiente para manter o comportamento da pressão no cilindro de freio similar ao dado comparado (Figura 4.16). Assim, mesmo com resultados adiantados em até 80s (Tabela 4-4) para a estabilização dos reservatórios durante o alívio em relação ao S.C., no modelo a dinâmica do cilindro não é afetada. Isso resulta numa curva de pressão próxima a do S.C., com cerca de 3s de estabilização adiantada e um alívio de freio praticamente idêntico.

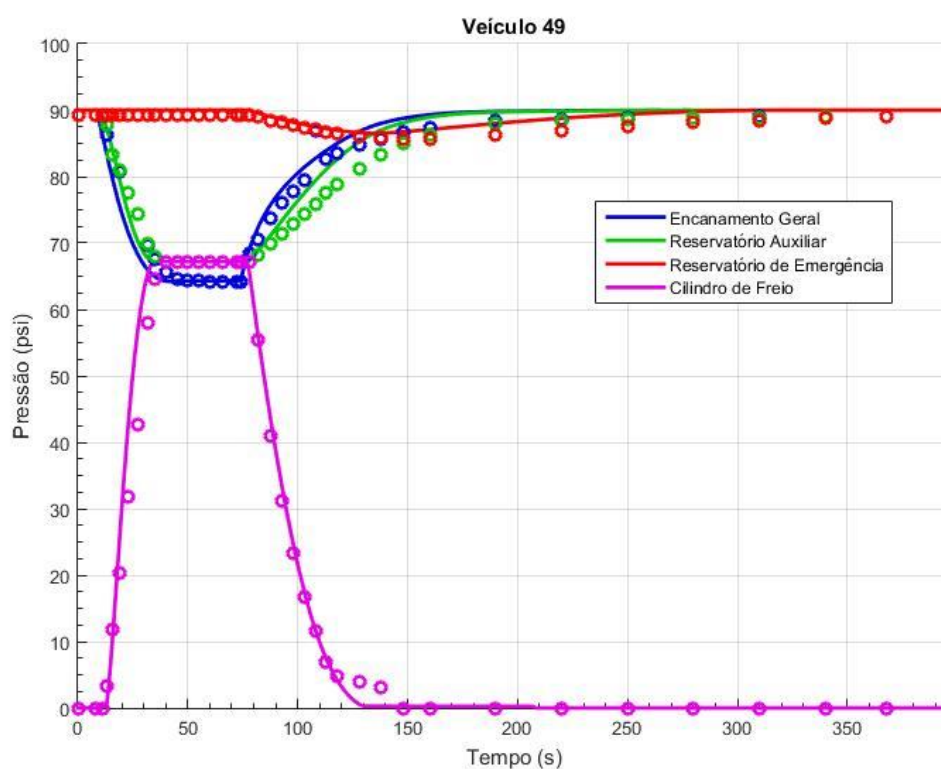
Por sua vez, o penúltimo vagão possui um comportamento mais próximo ao comparado (Figura 4.17) e sua estabilização ocorre com uma diferença menor que para o vagão 1, como indica a Tabela 4-5.



**Figura 4.16** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação máxima. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-4:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de máxima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.

Estabilização	Tempo S.C.[s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	55	36	-19
E.G. Alívio	220	140	-80
R.A. Aplicação	35	32	-3
R.A. Alívio	220	151	-69
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	310	245	-65
C.F. Aplicação	35	32	-3
C.F. alívio	148	125	-23



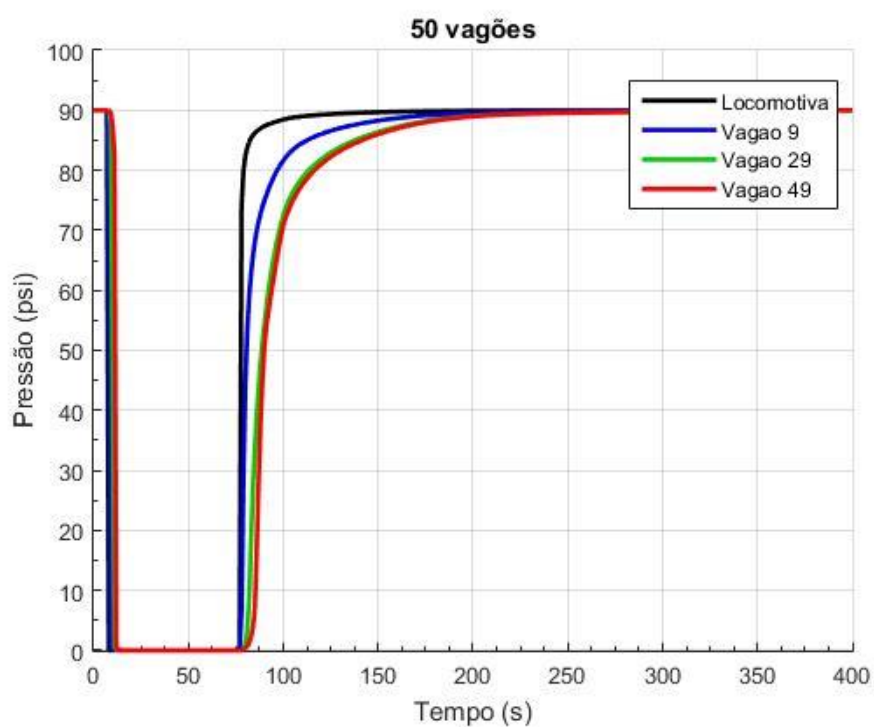
**Figura 4.17** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 49 na operação de aplicação máxima. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-5:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de máxima no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.  
Em uma Composição de 50 vagões.

<b>Estabilização</b>	<b>Tempo S.C.[s]</b>	<b>Tempo Modelo[s]</b>	<b>Atraso [s]</b>
E.G. aplicação	60	39	-21
E.G. Alívio	250	211	-39
R.A. Aplicação	40	35	-5
R.A. Alívio	250	206	-44
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	340	299	-41
C.F. Aplicação	40	35	-5
C.F. alívio	148	130	-18

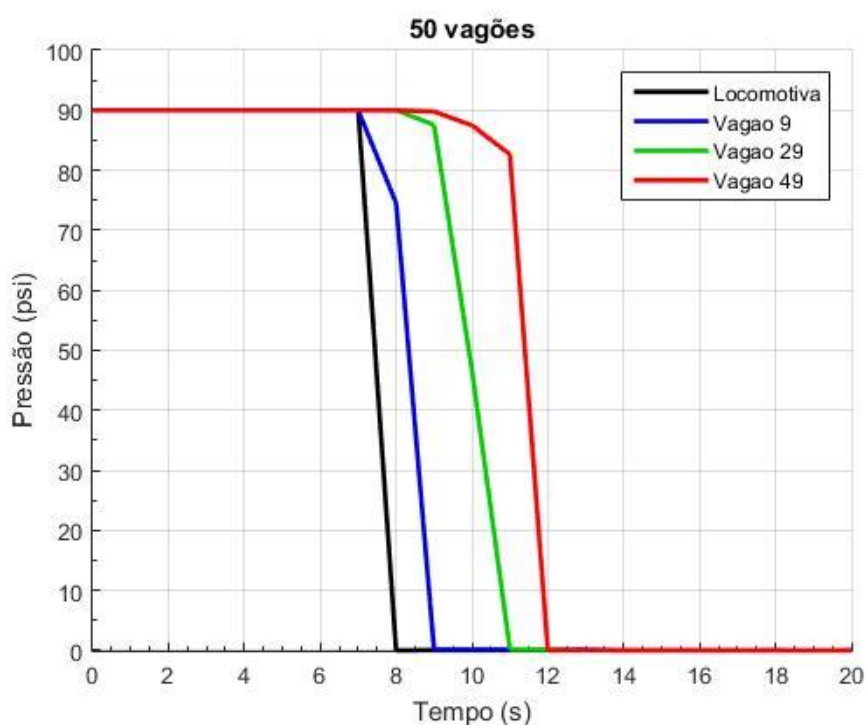
#### 4.1.4 Aplicação de Emergência

Como dito, a aplicação de emergência acontece quando há uma queda muito brusca da pressão, o que resulta na conexão do encanamento geral (E.G.) com a atmosfera em cada válvula de controle, como mostrado no início da Figura 4.18.



**Figura 4.18** – Curva de Pressões ao longo do E.G. durante a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.

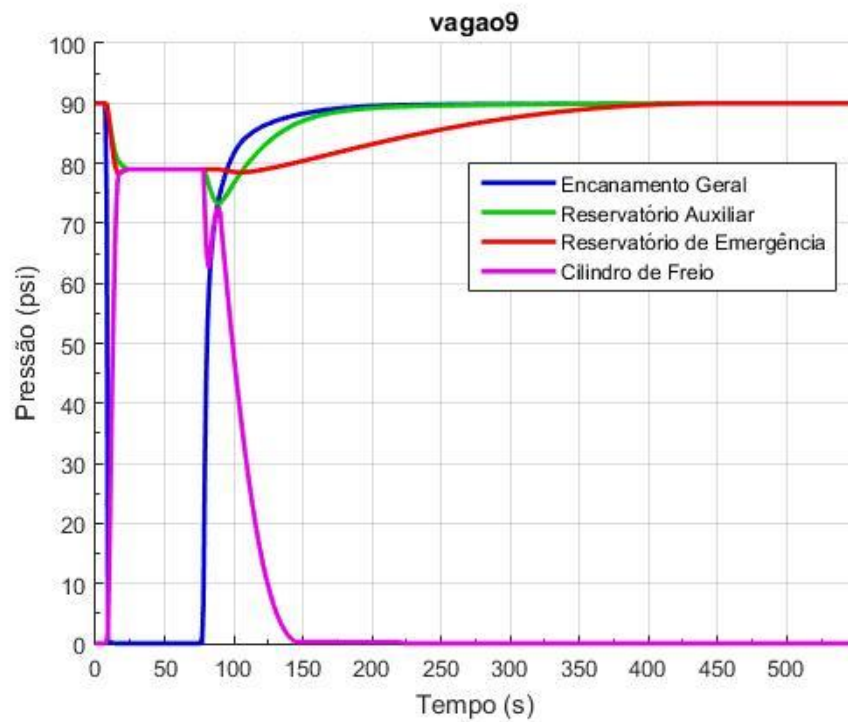
Durante essa queda há duas inclinações diferentes, como mostrado na Figura 4.19. A primeira se refere à saída de ar pela locomotiva (ou entrada do sistema), enquanto que a segunda, mais acentuada, diz respeito à saída de ar em cada válvula de controle, quando esta entende que é uma operação de emergência.



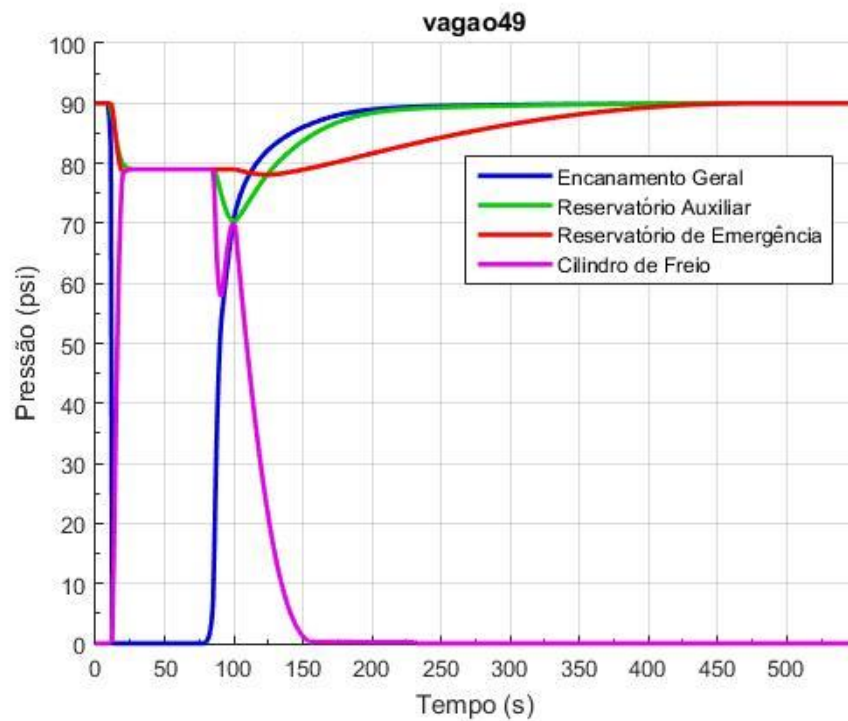
**Figura 4.19 – Curva de Pressões ao longo do EG na retirada de ar do sistema durante a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.**

Além disso, ocorre a conexão do reservatório de emergência com o cilindro de freio enquanto há a aplicação. Durante o alívio, após a aplicação de emergência, a pressão no cilindro de freio ajuda a carregar o encanamento geral, o que é evidenciado nas Figura 4.20 e Figura 4.21. Nessas figuras a curva de pressão do cilindro de freio tem um comportamento parecido com a letra **h**. Isso ocorre porque a pressão no C.F. alimenta o E.G. até que este se equilibre com a pressão do C.F. Depois desse equilíbrio, o sistema se comporta como se estivesse ocorrendo uma aplicação normal, representada pelo aumento da pressão do C.F. até o momento em que o E.G. se pressuriza o suficiente para o sistema realizar a operação de alívio. Assim, devido à alta variação de pressão nesta operação, a resposta para o primeiro vagão se torna muito abrupta, conforme a Figura 4.22, e isso faz com que os tempos de estabilização para os reservatórios e para o encanamento geral sejam bem menores, como apresenta a Tabela 4-6.





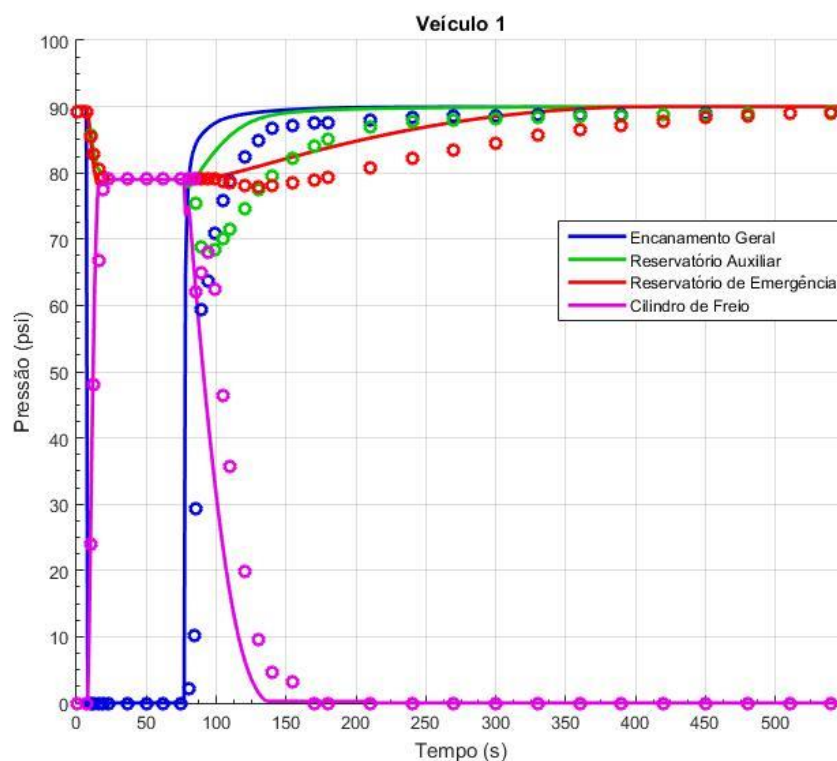
**Figura 4.20** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.



**Figura 4.21** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.

Entretanto, para o caso da aplicação, esses valores se tornam pequenos e a curva de pressões fica próxima dos valores fornecidos. Com relação a pressão no cilindro de freio ela ainda segue o padrão esperado.

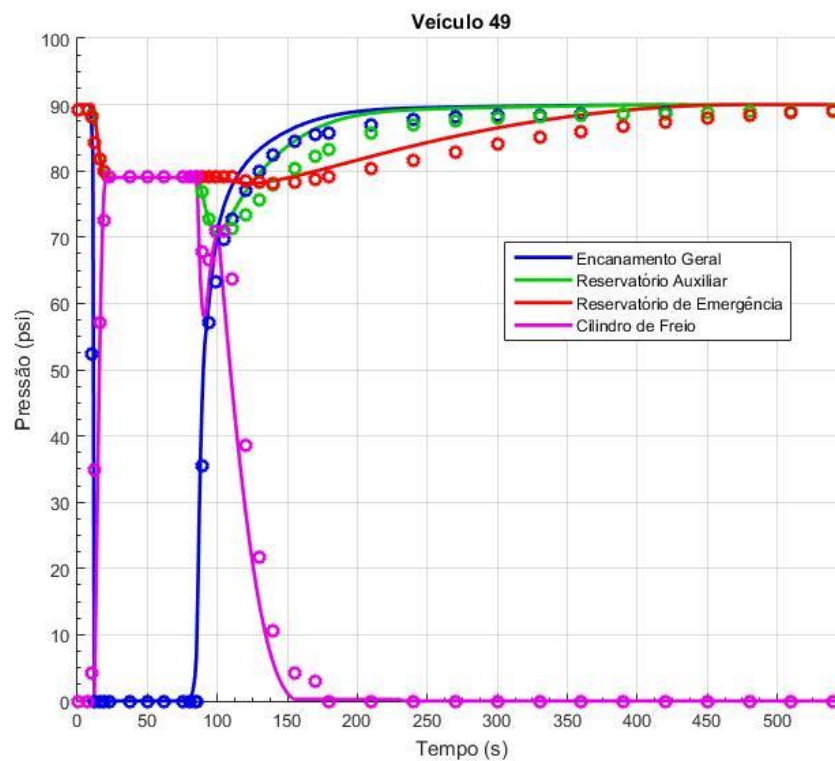
Enquanto isso, no vagão 49, o comportamento das pressões é mais fiel ao resultado comparado (Figura 4.23). Durante a aplicação de freio, o modelo mostra divergências bem pequenas em relação ao resultado do S.C., conforme Tabela 4-7. Porém, isso não se repete durante o alívio, no qual os tempos começam a divergir, já que não há uma grande influência na pressão do cilindro de freio.



**Figura 4.22** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-6:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.

Estabilização	Tempo S.C. [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	10	8	-2
E.G. Alívio	360	178	-182
R.A. Aplicação	23	25	+2
R.A. Alívio	420	236	-184
R.E. Aplicação	23	25	+2
R.E. Alívio	510	390	-120
C.F. Aplicação	23	24	+1
C.F. alívio	170	136	-34



**Figura 4.23** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 49 na operação de aplicação de emergência. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-7:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 49 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 50 vagões.

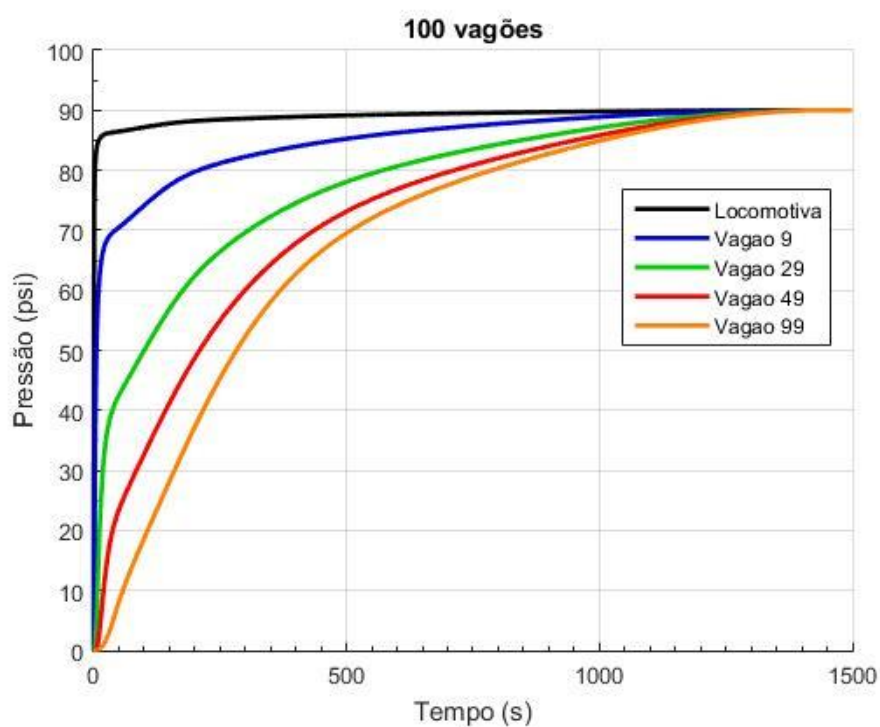
<b>Estabilização</b>	<b>Tempo S.C. [s]</b>	<b>Tempo Modelo[s]</b>	<b>Atraso [s]</b>
E.G. aplicação	12	12	0
E.G. Alívio	420	323	-97
R.A. Aplicação	23	26	+3
R.A. Alívio	450	352	-98
R.E. Aplicação	23	26	+3
R.E. Alívio	510	435	-75
C.F. Aplicação	23	26	+3
C.F. alívio	180	155	-25

## 4.2 Ensaio 2: 1 Locomotiva e 100 vagões Geminados

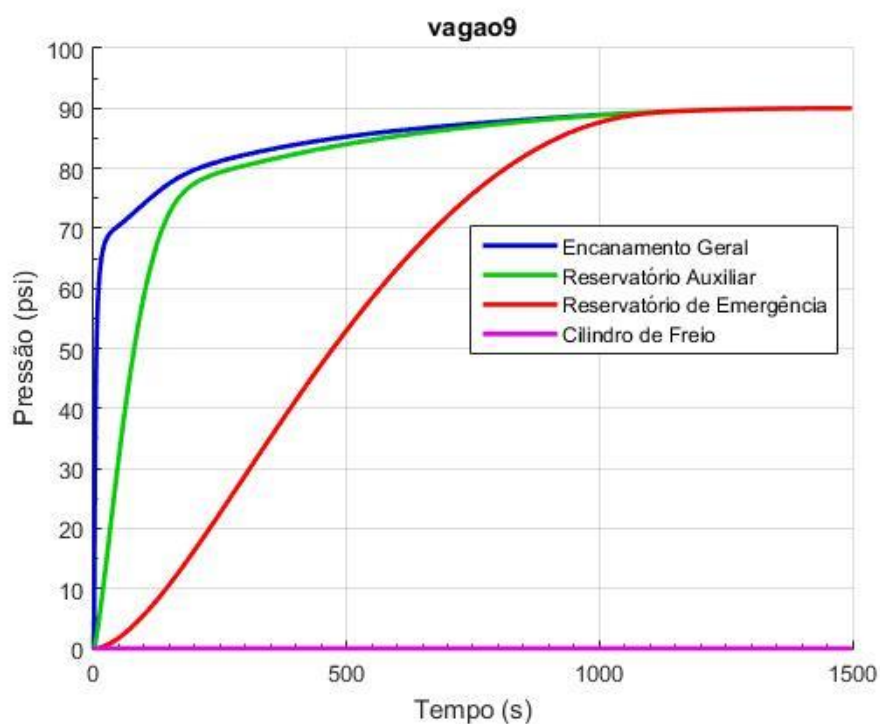
No caso de 1 locomotiva e 100 vagões geminados, foi analisado o atraso ao longo da composição durante o carregamento e durante a aplicação, quando se adiciona mais vagões. Na aplicação, a resposta foi comparada com os dados fornecidos pelo S.C.

### 4.2.1 Carregamento

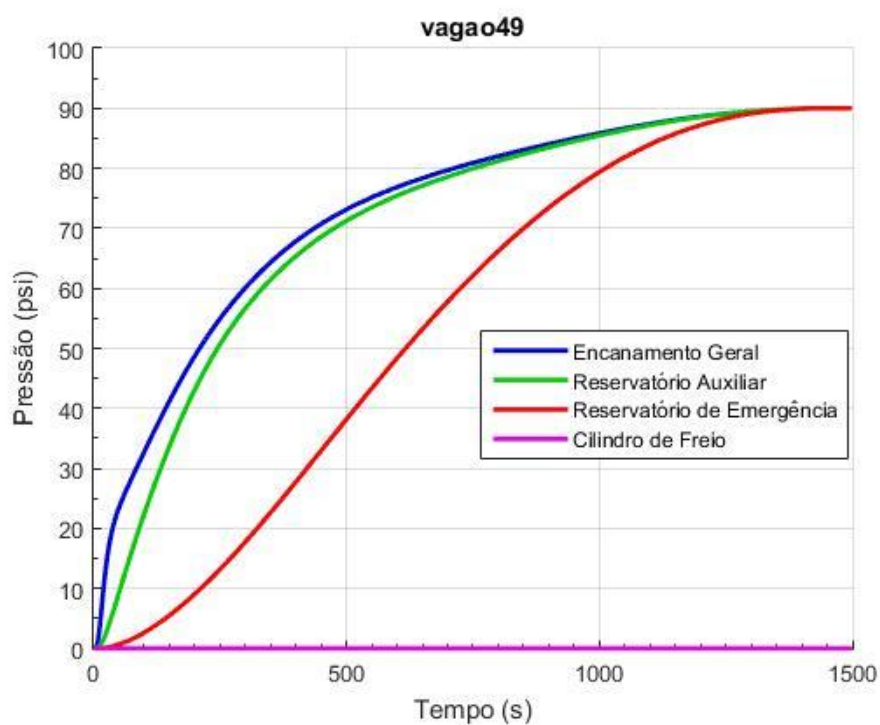
Conforme é aumentado o tamanho da composição, também aumentam as resistências que o ar tem de vencer para carregar o sistema, o que causa o atraso no aumento de pressão em cada vagão. Isso é evidenciado pelas Figuras 4.24 a 4.27. Em comparação às figuras 4.5 a 4.7, tomando-se a pressão na mesma posição do vagão na composição, é possível verificar que o desenvolvimento da curva de pressão é bem mais lento para a composição de 100 vagões, o que acaba afetando o carregamento dos outros componentes pneumáticos dos vagões.



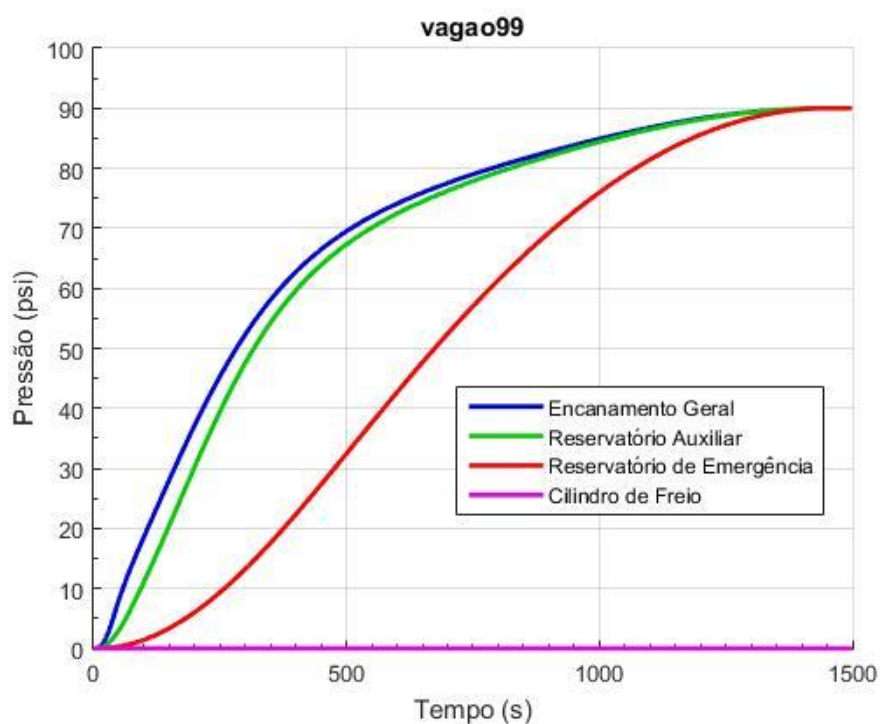
**Figura 4.24** – Curva de Pressões ao longo do E.G. durante o carregamento. Composição de 100 vagões.



**Figura 4.25** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 9 para o carregamento. Composição de 100 vagões.



**Figura 4.26** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para o carregamento. Composição de 100 vagões.

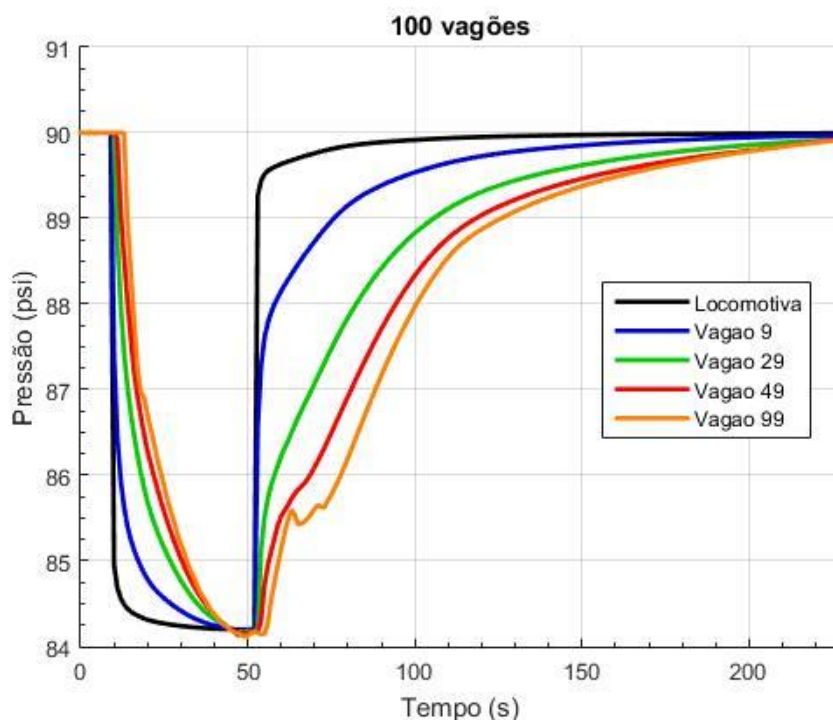


**Figura 4.27** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 99 para o carregamento. Composição de 100 vagões.

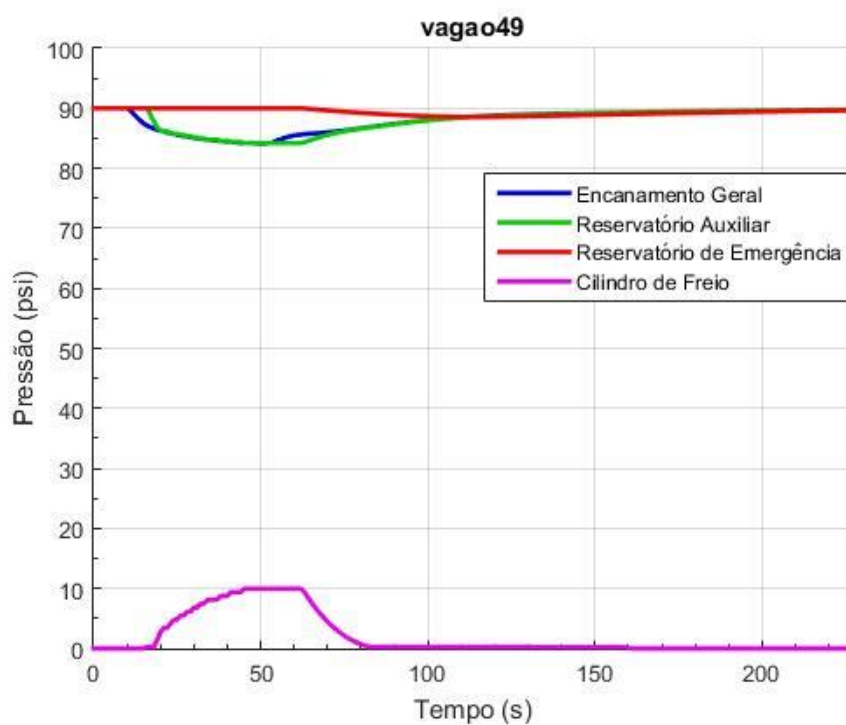
### 4.2.2 Aplicação Mínima

No caso da aplicação mínima, nota-se o surgimento de uma oscilação na pressão do penúltimo vagão e uma dificuldade maior para o sistema chegar à pressão máxima de carregamento, como ilustrado na Figura 4.28.

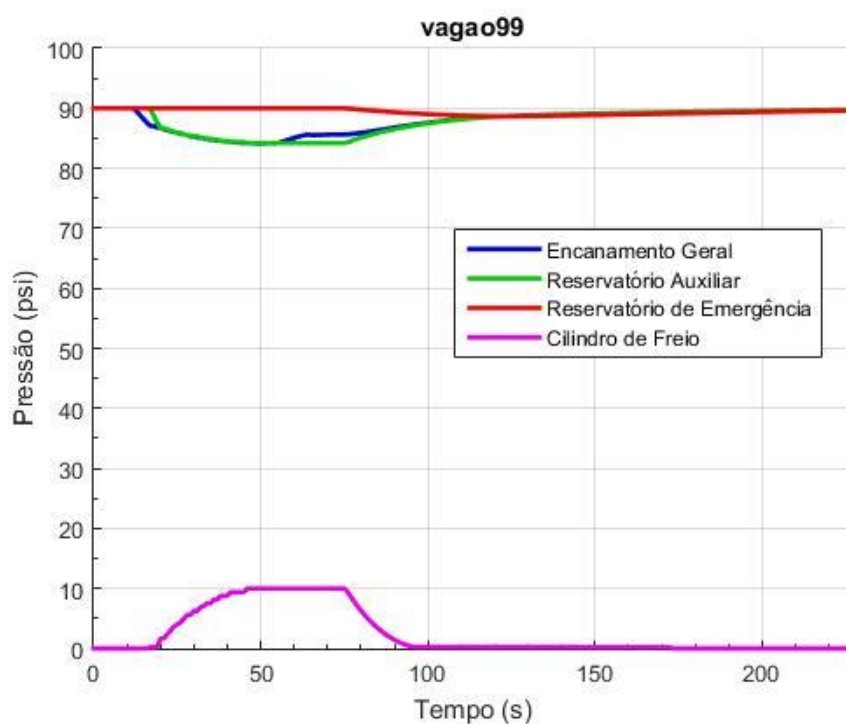
À medida que a composição é aumentada, o atraso na estabilização dos últimos vagões e na propagação do sinal começam a se tornar maiores, como observado no alívio do cilindro de freio. No vagão 49 (Figura 4.29), ele começa aos 62 s, enquanto só se inicia aos 78 s no vagão 99 (Figura 4.30). Esse atraso cria uma grande diferença entre as forças de frenagem nos primeiros vagões, que estão em processo de alívio, e as forças nos últimos vagões, que ainda estão atuando normalmente, criando uma variação nas forças internas da composição, as quais podem gerar grandes esforços nas conexões entre os vagões e quebrar tais aparelhos.



**Figura 4.28** – Curva de Pressões ao longo do E.G durante a aplicação mínima. Composição de 100 vagões.



**Figura 4.29** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 49 para a aplicação mínima. Composição de 100 vagões.

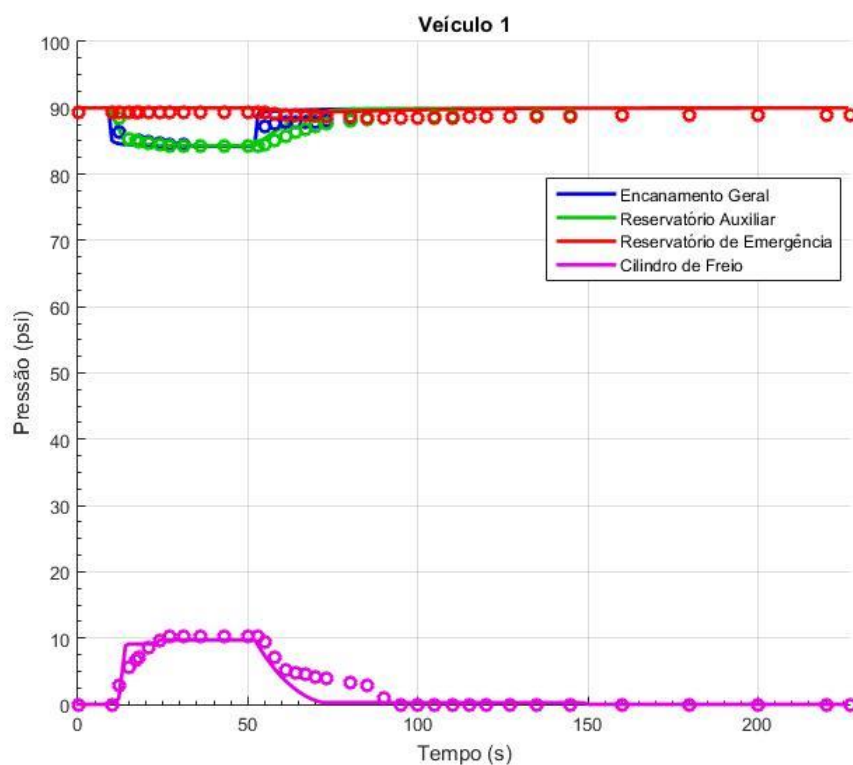


**Figura 4.30** - Distribuição de Pressões nos componentes (E.G., R.A., R.E. e C.F.) do Vagão 99 para aplicação mínima. Composição de 100 vagões.



Na comparação com os dados do S.C. (Figura 4.31 e Figura 4.32), nota-se que o comportamento transiente da pressão do primeiro vagão começa a se igualar ao SC, apesar de ainda ser um pouco acelerado, conforme mostra a Tabela 4-8. O vagão 99 apresenta um comportamento mais lento, demorando mais para estabilizar as pressões desejadas nos componentes do sistema (Figura 4.32). Isso é evidenciado na Tabela 4-9, na qual todos exceto o tempo do alívio do cilindro apresentam um atraso em relação aos dados comparados.

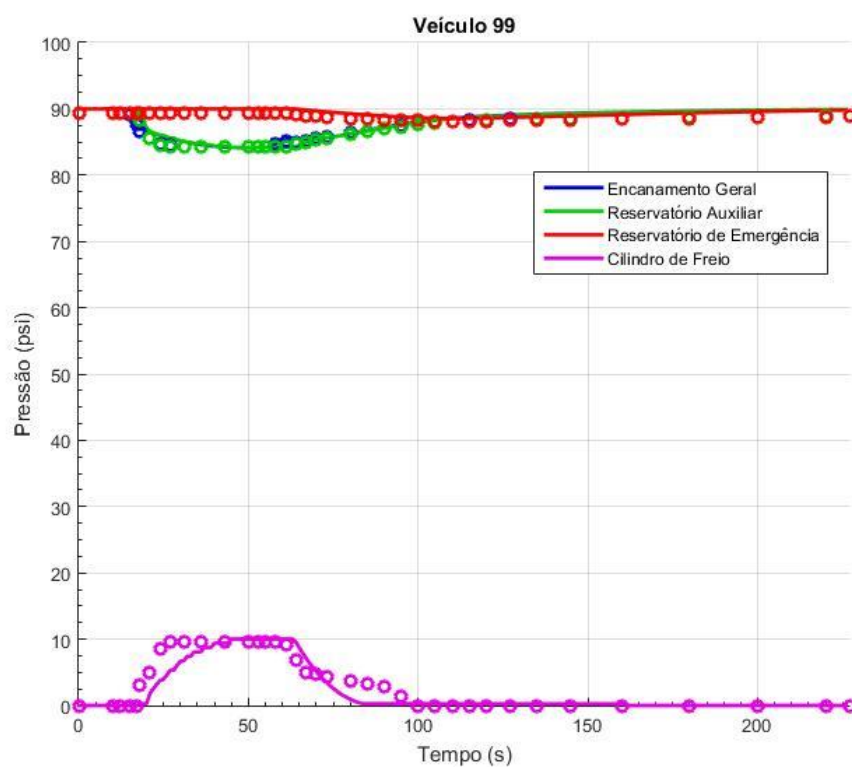
Esse atraso é resultado do acúmulo de números de vagões que aumenta o termo da resistência ao fluxo, atrasando, assim, a estabilização do encanamento geral. Assim, o tempo de aplicação da força de frenagem na pressão desejada tem menor duração, o que pode ser corrigido ajustando alguns parâmetros da válvula AB. Porém, optou-se em manter os parâmetros inalterados porque seu comportamento apresenta boa concordância com o S.C. e afetaria o comportamento das operações analisadas anteriormente. Além disso, composições de carga desse tamanho possuem uma velocidade média de viagem em torno de 37,2 milhas/h (60 km/h) e precisam de mais de 10 minutos para realizarem uma parada completa, tornando este atraso menor que 3% do tempo total de parada e, consequentemente, um erro pequeno para um modelo complexo e com diversas simplificações.



**Figura 4.31** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-8:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões.

Estabilização	Tempo S.C. [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	27	24	-3
E.G. Alívio	95	84	-11
R.A. Aplicação	27	22	-5
R.A. Alívio	95	85	-10
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	85	115	+30
C.F. Aplicação	27	22	-5
C.F. alívio	95	72	-23



**Figura 4.32** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 99 na operação de aplicação mínima. Composição de 100 vagões.

**Tabela 4-9:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 99 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões.

Estabilização	Tempo S.C.[s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	43	44	+1
E.G. Alívio	135	151	+16
R.A. Aplicação	27	45	+18
R.A. Alívio	115	139	+24
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	127	136	+9
C.F. Aplicação	27	45	+18
C.F. alívio	100	84	-16

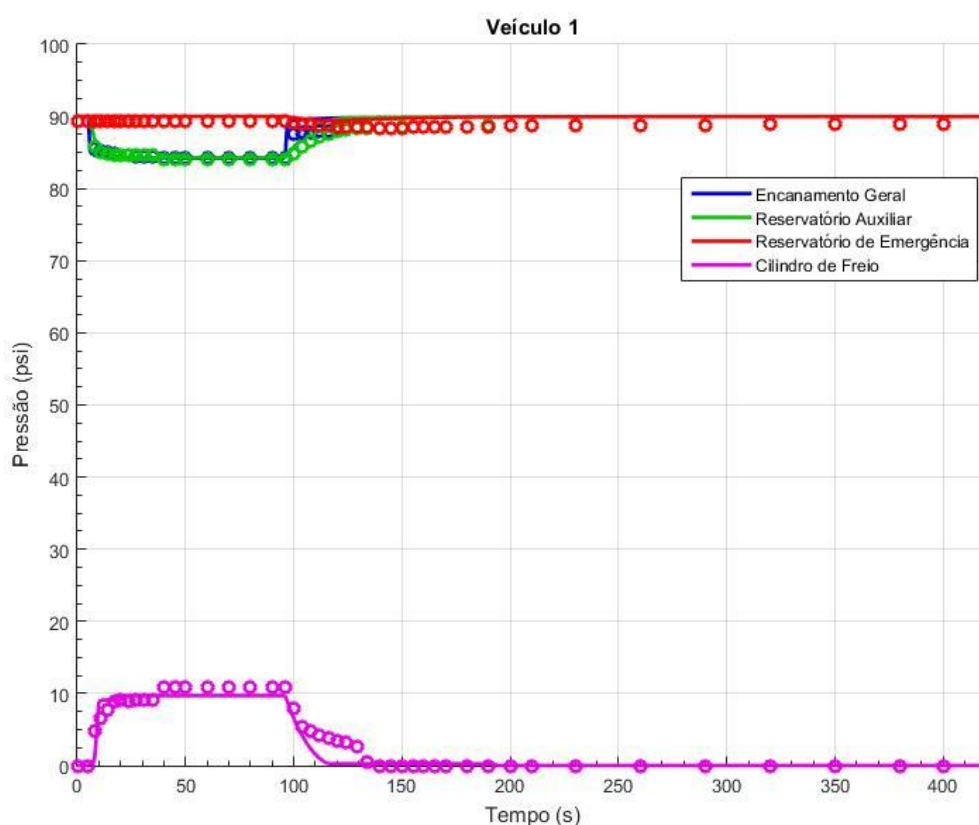
### **4.3 Ensaio 3: 1 Locomotiva e 150 Vagões Geminados**

A seguir, serão apresentadas as comparações entre os dados do simulador comercial e o modelado para as operações de aplicação mínima e emergência em composições de 1 locomotiva e 150 vagões.

#### **4.3.1 Aplicação mínima**

Como o resultado da aplicação mínima para 100 vagões já mostrou que a resposta do modelo se torna mais lenta com o aumento da composição, será analisada somente a comparação entre os resultados do modelo e do S.C.

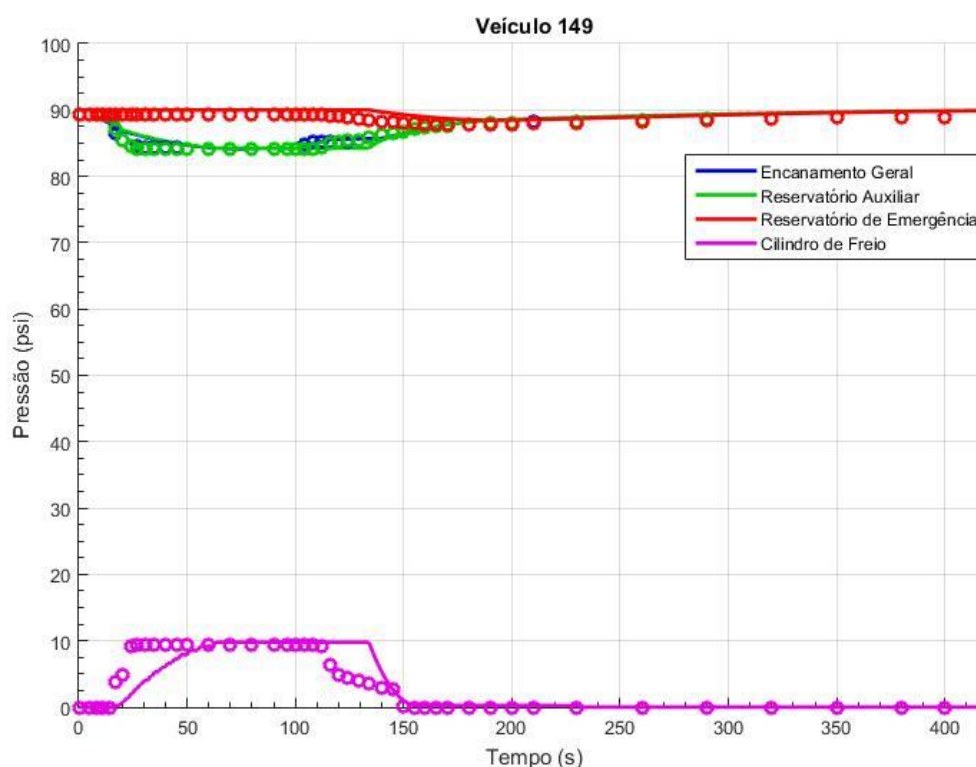
Observando a Figura 4.33, pode-se notar que com o aumento do número de vagões a resposta de pressão do sistema se aproxima daquela do SC para o primeiro vagão, como mostram os atrasos na Tabela 4-10. Porém, para o vagão 149, a resposta transiente do comportamento da curva de pressão do modelo é mais lenta e a estabilização nas pressões desejadas mostra um atraso maior, como evidenciado na Figura 4.34 e na Tabela 4-11. Isso faz com que a resposta da força de frenagem se atrase, o que pode ocasionar forças internas não benéficas à dinâmica da composição. Ainda assim, mesmo com o atraso na estabilização na pressão do cilindro de freio do veículo 149, o tempo de aplicação permanece o mesmo, pois seu alívio acontece de forma atrasada, como mostra a Figura 4.34.



**Figura 4.33** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação mínima. Composição de 150 vagões.

**Tabela 4-10:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões.

Estabilização	Tempo S.C. [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	50	47	-3
E.G. Alívio	140	126	-14
R.A. Aplicação	40	19	-21
R.A. Alívio	140	132	-8
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	155	159	+4
C.F. Aplicação	40	19	-21
C.F. alívio	134	116	-18



**Figura 4.34** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 149 na operação de aplicação mínima. Em uma Composição de 150 vagões.

**Tabela 4-11:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de mínima no vagão 149 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões.

Estabilização	Tempo S.C. [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	50	64	+14
E.G. Alívio	320	358	+38
R.A. Aplicação	27	63	+36
R.A. Alívio	320	353	+33
R.E. Aplicação	-	-	-
R.E. Alívio	350	370	+20
C.F. Aplicação	27	63	+36
C.F. alívio	150	152	+2

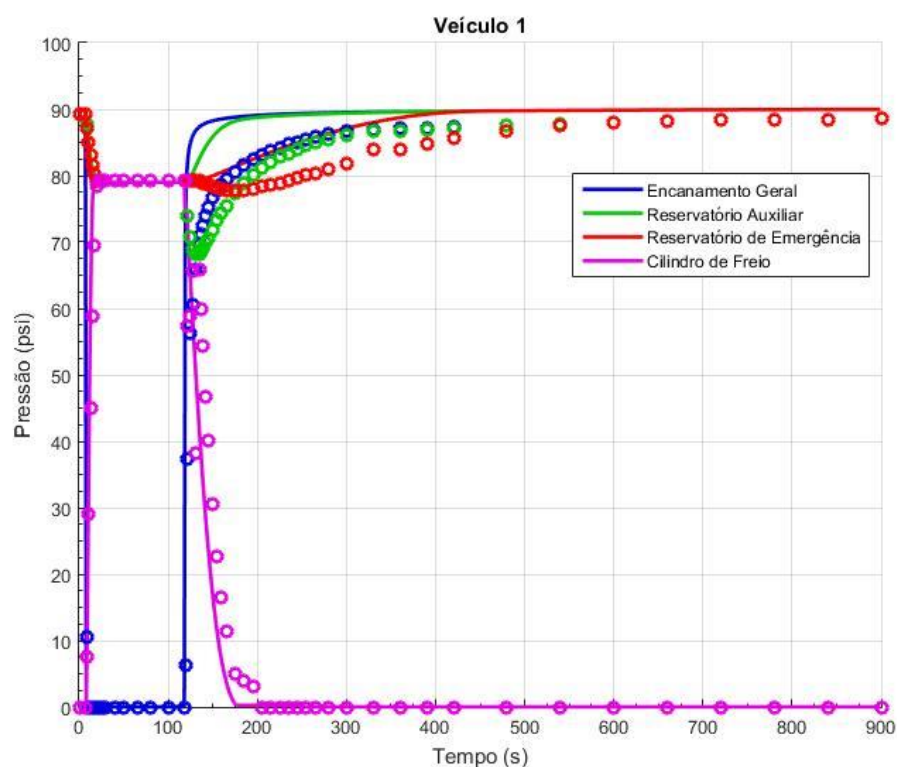
Assim, com mais um aumento na composição, a resposta do primeiro vagão se tornou mais parecida com a fornecida (Figura 4.33), enquanto que a resposta do penúltimo vagão tem seu acréscimo de pressão um pouco mais atrasado.

Uma explicação possível para as diferenças encontradas está no fato de que não foi considerado o efeito da temperatura sobre as resistências modelados como um coeficiente de atrito. Em composições longas, o efeito do aquecimento devido ao atrito se intensifica porque o caminho percorrido é maior e este efeito, por sua vez, influencia no coeficiente de atrito. Essa hipótese é reforçada pelo fato de que os atrasos na aplicação do freio são diretamente ligados ao comportamento da pressão no encanamento geral. A variação da pressão é mais lenta no modelo proposto que no S.C.

#### **4.3.2 Aplicação de Emergência**

Na aplicação de emergência, o vagão 1 continua tendo uma resposta bem rápida (Figura 4.35) devido à sua proximidade com a variação de pressão. Isso torna seu comportamento adiantado e diferente em relação aos dados do S.C., como mostra a Tabela 4-12.

Para o penúltimo vagão, é observado que o comportamento dinâmico da curva de pressões é quase idêntico ao do SC, salvo em torno de 160s, durante o alívio de freio. Nessa posição, a região de estabilização intermediária do cilindro de freio ficou abaixo do esperado (Figura 4.36). Isso ocorreu porque o modelo impõe uma grande resistência ao fluxo de ar conforme o sistema é acrescido de vagões, de modo que, para esse caso, o modelo possui uma resposta da pressão no encanamento geral mais lenta que a dos dados do SC. Assim, pelo modelo proposto, o sistema leva um tempo maior para liberar o ar do cilindro de freio para a atmosfera, deixando esse patamar de pressão estável no cilindro de freio abaixo do esperado. Contudo, o comportamento fora dessa região permanece similar (salvo pequenos atrasos), como mostra a Tabela 4-13.

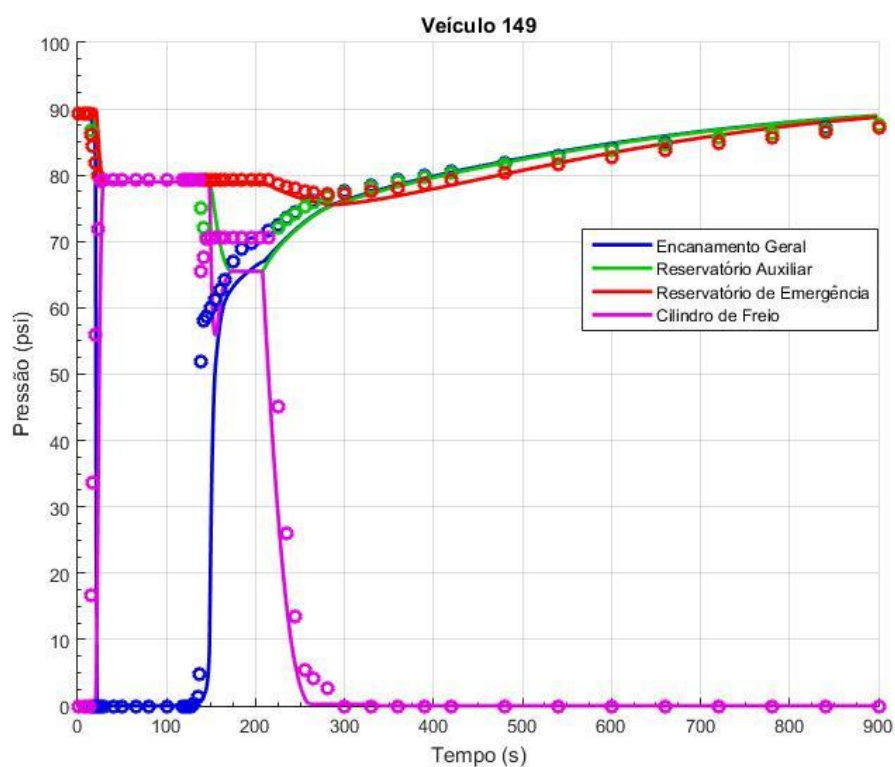


**Figura 4.35** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de aplicação de emergência. Composição de 150 vagões.

**Tabela 4-12:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões.

Estabilização	Tempo S.C. [s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	11	9	-2
E.G. Alívio	720	498	-222
R.A. Aplicação	23	25	+2
R.A. Alívio	720	498	+222
R.E. Aplicação	23	25	+2
R.E. Alívio	720	500	+220
C.F. Aplicação	23	24	+1
C.F. alívio	205	177	+28





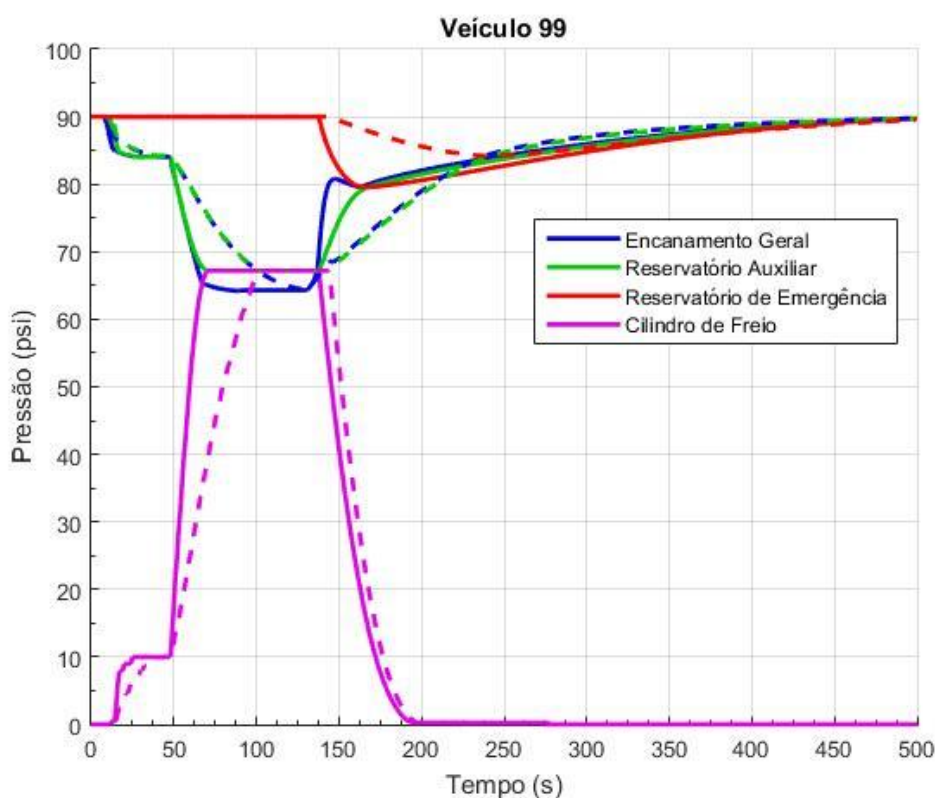
**Figura 4.36** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 149 na operação de aplicação de emergência. Composição de 150 vagões.

**Tabela 4-13:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de emergência no vagão 149 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 150 vagões.

Estabilização	Tempo S.C.[s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. aplicação	15	22	+7
R.A. Aplicação	26	32	+6
R.E. Aplicação	26	32	+6
C.F. Aplicação	30	32	+2
C.F. alívio	300	260	-40

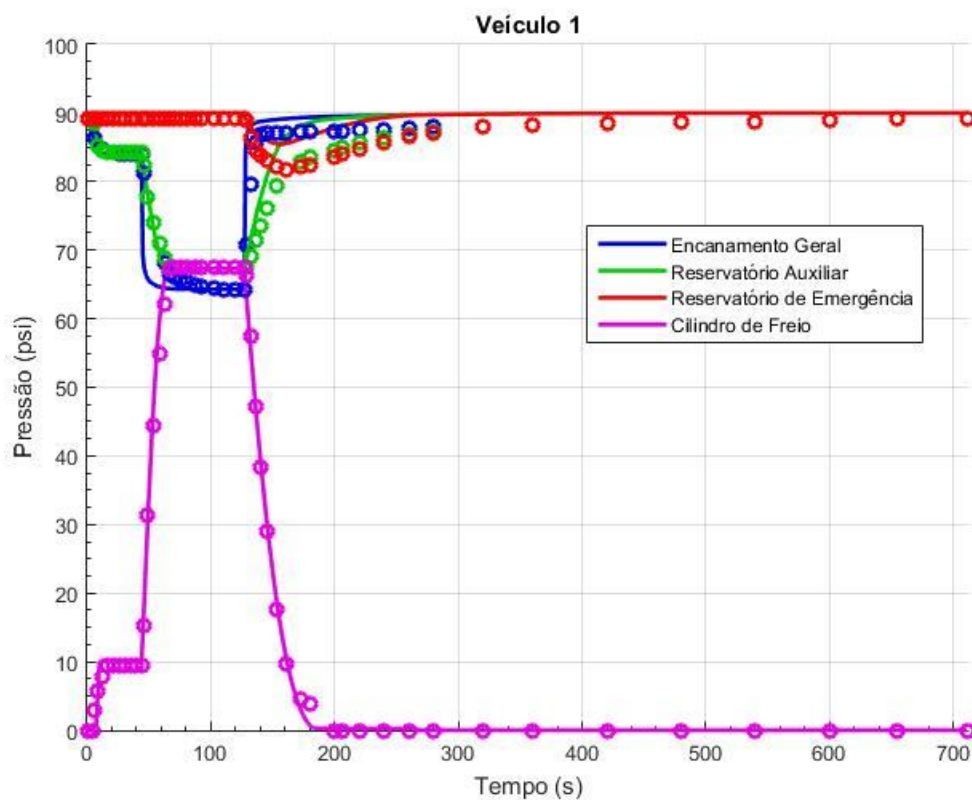
#### 4.4 Válvula de Controle ABDX

Em relação a válvula de controle ABDX, sabe-se que ela possui um alívio e aplicação acelerada em relação a válvula AB. Para isso, foi implementado o modelo de sistema da Figura 3.10, com as equações apropriadas para o encanamento geral e os componentes pneumáticos da válvula. Para comparar as válvulas de controle entre si, foi implementada uma operação de aplicação em duas etapas para os dois modelos: uma aplicação mínima de freio, seguida por uma aplicação máxima e, após a estabilização, o alívio do sistema. O resultado para o vagão 99 é mostrado na Figura 4.37, na qual se observa que o comportamento da pressão para o modelo da válvula ABDX é acelerado em relação ao da válvula AB, tanto no alívio quanto na aplicação de freio. Isso é observado para as aplicações em torno dos 20 e 50 s, nas quais as inclinações das curvas de pressões, tanto do encanamento geral quanto do reservatório auxiliar, possuem inclinações mais acentuadas. Além disso, pode-se observar, em torno dos 140 s a maior influência do reservatório de emergência na operação alívio, pois conforme seu ocorre a queda de sua pressão a pressão do encanamento responde ao mesmo tempo, o que acelera o sinal de alívio.



**Figura 4.37** – Variação de pressões ao longo do tempo para Encanamento Geral, Reservatórios Auxiliar e de Emergência e Cilindro de Freio. Linha contínua resultado do modelo da válvula ABDX e linha tracejada resultado do modelo da válvula AB. Em uma Composição de 100 vagões.

O resultado obtido foi comparado com os dados fornecidos pelo S.C. (Figura 4.38 e Figura 4.39). Nota-se que o comportamento da curva de pressões é bem similar aos dados comparados utilizando o modelo da válvula de controle ABDX, tanto para o primeiro quanto para o penúltimo vagão. Porém, ainda se tem uma resposta mais acelerada para o primeiro vagão, principalmente durante a operação de alívio de freio, como indicado pela Tabela 4-14.



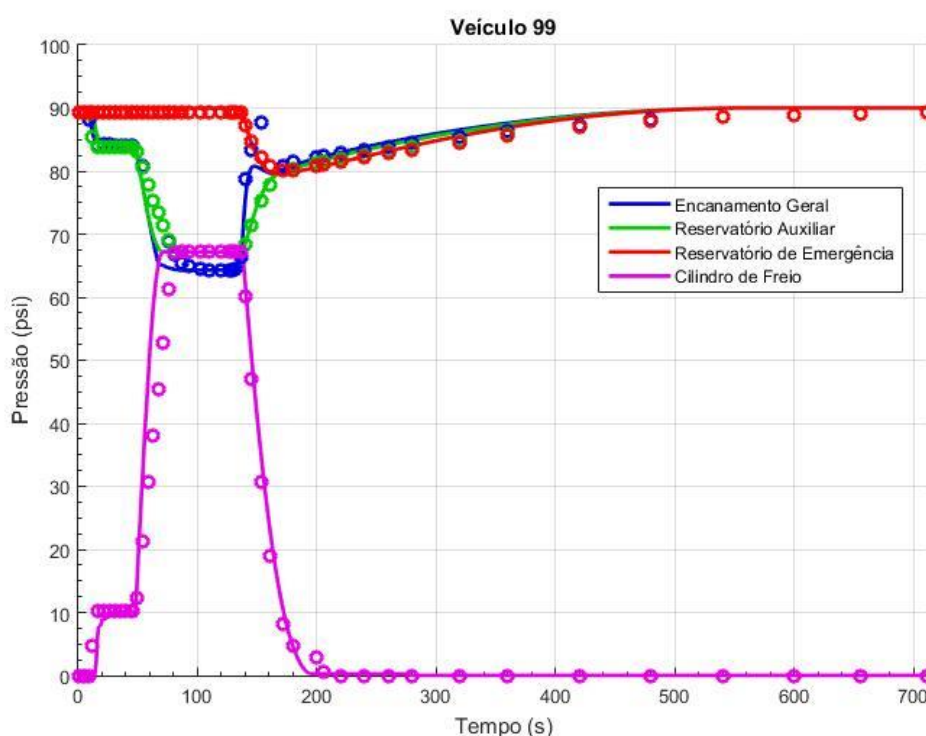
**Figura 4.38** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 1 na operação de duas etapas de aplicação. Em uma Composição de 50 vagões.

**Tabela 4-14:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de duas etapas no vagão 1 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões.

<b>Estabilização</b>	<b>Tempo S.C.[s]</b>	<b>Tempo Modelo[s]</b>	<b>Atraso [s]</b>
E.G. Aplicação mínima	21	17	-4
E.G. Aplicação máxima	120	72	-48
E.G. Alívio	600	257	-343
R.A. Aplicação mínima	16	11	-5
R.A. Aplicação máxima	67	66	-1
R.A. Alívio	600	262	-338
R.E. Alívio	600	269	-331
C.F. Aplicação mínima	16	11	-5
C.F. Aplicação máxima	71	66	-5
C.F. alívio	200	183	-17

Para o vagão 99 (Figura 4.39), a curva de pressões é quase idêntica à do SC, como pode ser visto pelas pequenas diferenças de tempo na Tabela 4-15. A única exceção é a aplicação de alívio, que possui um grande adiantamento em sua estabilização. Uma das hipóteses é que o S.C. considera pequenos vazamentos ao longo do sistema de freio e os modela na forma de um fator de correção para ajuste com dados experimentais. Tal efeito só foi notado no alívio com a válvula ABDX porque nesta a resistência ao fluxo pelo atrito é compensada pela ajuda no carregamento do sistema pelo R.E.

Além disso, não foi possível representar o aumento de pressão em torno dos 180 s. O modelo só conseguiu representar um pequeno salto de pressão. Isso pode ter ocorrido devido à resistência ao fluxo imposta pelo alto número de vagões, a qual atrasa o enchimento de pressão nos últimos vagões.



**Figura 4.39** - Comparação entre o comportamento simulado (contínuo) com o comportamento do simulador comercial (pontilhado) para o vagão 99 na operação de duas etapas de aplicação. Em uma Composição de 100 vagões.

**Tabela 4-15:** Tempos de Estabilização dos Componentes do Sistema para uma aplicação de duas etapas no vagão 99 (E.G.- Encanamento Geral, R.A.- Reservatório Auxiliar, R.E.- Reservatório de Emergência e C.F.- Cilindro de freio). Em uma Composição de 100 vagões.

Estabilização	Tempo S.C.[s]	Tempo Modelo[s]	Atraso [s]
E.G. Aplicação mínima	16	23	+7
E.G. Aplicação máxima	120	94	-26
E.G. Alívio	655	492	-163
R.A. Aplicação mínima	16	21	+5
R.A. Aplicação máxima	87	71	-16
R.A. Alívio	655	495	-160
R.E. Alívio	655	500	-155
C.F. Aplicação mínima	16	25	+9
C.F. Aplicação máxima	81	71	-10
C.F. alívio	206	194	-12

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi estudado o comportamento do sistema de freio pneumático ferroviário e como é feita a distribuição de pressão ao longo de sua composição. Foram propostos modelos matemáticos com o intuito de simular as variações de pressões em todos os componentes do sistema de freio para duas válvulas de controle, a AB e a ABDX. Para ambos os modelos, foram analisados todos seus componentes, suas características e como eles atuavam em conjunto, de modo que foi possível desenvolver um modelo simplificado e preciso de cálculo para o encanamento geral, que transporta os sinais de operações do sistema, além de um segundo módulo para representar as válvulas de controle em conjunto com os reservatórios auxiliar e de emergência e com o cilindro de freio.

Esse segundo modulo foi construído utilizando diversos orifício e câmaras que por meio de uma lógica de comparações de pressões consegue simular o comportamento da válvula de controle dada uma variação de pressão em sua entrada. Tal modelo foi desenvolvido empregando técnicas de controle das áreas de seus orifícios para representar a perda de carga correta em cada porção da válvula de controle e as conexões com seus componentes adjacentes.

Após a implementação dos modelos, estes foram simulados para as diversas operações de frenagem executadas por composições ferroviárias. Os resultados obtidos foram coerentes com a função geral do sistema de freio pneumático, conseguindo representar adequadamente o equilíbrio das pressões durante as operações de frenagem e os comportamentos complexos que ocorrem nas válvulas de controle. Como exemplo, é capaz de representar a variação da pressão do cilindro de freio em formato de um **h** durante o alívio de emergência e as pressurizações e despressurizações aceleradas no encanamento geral para a válvula ABDX.

Os resultados também foram comparados com dados de um simulador comercial descontinuado (TOS), fornecidos por uma empresa nacional para a comparação dos resultados obtidos. Nessa comparação, o modelo para a válvula de controle AB representa adequadamente o comportamento da curva de pressões nos componentes do sistema de freio nas diversas operações de frenagem para diferentes tipos de composições ferroviárias. Em composições com poucos vagões, em torno de

50, os primeiros vagões apresentam um comportamento de pressões mais acelerado do que os dados do TOS, enquanto que para o comportamento do final da composição é praticamente idêntico ao do simulador comercial. Porém, conforme há a adição de vagões na composição, a resistência ao fluxo de ar se eleva e impõe um atraso na curva de pressurização dos vagões. Isso faz com que as curvas de pressão de dos primeiros vagões se aproximem do resultado do TOS e as curvas para os últimos vagões mostrem um atraso de alguns segundos em suas estabilizações. Porém, como o tempo de uma parada total de uma composição ferroviária é em torno de 10 minutos, este atraso representa uma diferença da ordem de 3%.

O modelo da válvula de controle ABDX, por outro lado, apresenta uma resposta mais rápida para o carregamento e descarregamento do sistema, representando bem as funções adicionais incluídas nessa válvula, que é uma evolução da AB. Além disso, ele representa melhor o comportamento das pressões em toda a extensão da composição. Nesse modelo, ainda é possível notar um certo adiantamento em relação as pressões nos primeiros vagões, mas este é de menor tempo se comparado com o modelo da válvula AB.

As reações encontradas para os primeiros vagões possuem um comportamento levemente acelerado, mas que não interfere nos tempos de aplicação e alívio da força de freio. Mesmo assim, os modelos propostos reproduzem satisfatoriamente o comportamento desejado do sistema de freio pneumático ferroviário. Quanto maior for o número de vagões na composição, maior será o atraso da aplicação e alívio do freio nos últimos vagões para o modelo da válvula AB. Já o modelo da válvula ABDX, apresenta uma queda de pressão mais acentuada que os dados do TOS, mas segue o comportamento do simulador de maneira mais fiel nas outras etapas.

Este trabalho desenvolveu e aplicou uma modelagem inovadora para o emprego em vagões de carga de longas composições. Seus resultados mostram que o trabalho foi bem-sucedido no tocante ao cumprimento de seus objetivos. O modelo desenvolvido representa os dados obtidos com o simulador comercial em um grau de discrepância que permite que um seja substituído pelo outro. As eventuais diferenças deverão ser estudadas em trabalhos futuros, que envolverão a medição das pressões ao longo da composição, a inclusão do efeito da temperatura e troca de calor no modelo e a verificação do comportamento das válvulas em laboratório, para confirmar a influência das simplificações adotadas.



## Referências Bibliográficas

ANDERSON, J. D. **Computational Fluid Dynamics**. [s.l: s.n.].

ANTT. **Agência Nacional de Transportes Terrestre**. Disponível em:  
<<http://www.antt.gov.br>>.

BEHBAHANI-NEJAD, M.; BAGHERI, A. A {MATLAB Simulink} Library for Transient Flow Simulation of Gas Networks. **World Academy of Science, Engineering and Technology, International Science Index** 19, v. 2, n. 7, p. 139–145, 2008.

BEHBAHANI-NEJAD, M.; BAGHERI, A. The accuracy and efficiency of a MATLAB-Simulink library for transient flow simulation of gas pipelines and networks. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 70, n. 3–4, p. 256–265, 2010.

BHARATH, S.; NAKRA, B. C.; GUPTA, K. N. A distributed mathematical model for pressure transient analysis in railway pneumatic brake system. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 32, n. 2, p. 133–145, 1990a.

BHARATH, S.; NAKRA, B. C.; GUPTA, K. N. Modelling and analysis of pneumatic railway brake system. **Applied Mathematical Modelling**, v. 14, n. 2, p. 58–66, 1990b.

CANTONE, L. et al. A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 223, n. 3, p. 305–317, 2009.

CASTRO. Newton de. Estrutura, desempenho e perspectivas do transporte ferroviário de carga. **Pesquisa e Planejamento Econômico**, v. 32, n. 2, p. 251–283, 2002.

CNT. **Pesquisa CNT de Ferrovias**. Disponível em:  
<<http://www.cnt.org.br/Pesquisa/pesquisa-cnt-ferrovias>>.

FUNK, J. E.; ROBE, T. R. Transients in pneumatic transmission lines subjected to large pressure changes. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 12, n. 3, p. 245–257, 1970.

GREYVENSTEIN, G. P. An implicit method for the analysis of transient flows in pipe networks. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 53, n. 5, p. 1127–1143, 2002.

HE, L. et al. Modeling and Simulation Vehicle Air Brake System. p. 430–435, 2011.

HERRÁN-GONZÁLEZ, A. et al. Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network. **Applied Mathematical Modelling**, v. 33, n. 3, p. 1584–1600, 2009.

HULLENDER, D. A. Alternative Approach for Modeling Transients in Smooth Pipe With Low Turbulent Flow. **Journal of Fluids Engineering**, v. 138, n. 12, p. 121202, 2016.

KE, S. L.; TI, H. C. Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network. **Chemical Engineering Journal**, v. 76, n. 2, p. 169–177, 2000.

KRICHEL, S. V.; SAWODNY, O. Non-linear friction modelling and simulation of long pneumatic transmission lines. **Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems**, v. 20, n. 1, p. 23–44, 2014.

LEVEQUE, R. J. **Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems**. [s.l.: s.n.]. v. 54

LEWIS, M. J. T. Railways in the Greek and Roman World. **Early railways: a selection of papers from the First International Early Railways Conference**, p. 8–19, 2001.

LOMAX, H. et al. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. **Applied Mechanics Reviews**, v. 55, n. 4, p. B61, 2002.

MEDEIROS, L.; MIRANDA, M. Equações Diferenciais Parciais. **IM-UFRJ, Rio de Janeiro**, p. 1–22, 1981.

MIATLUK, M.; CAZBAN, J. An Analysis of Transient Processes in Pneumatic Brake System with Automatic Regulator of Brake Forces of Automotive Vehicles 1. p. 85–93, 2006.

MOKIN, O.; MOKIN, B.; LOBATIUK, Y. Simulation Model for the Monitoring System of Air Brake of the Train and Determining the Place of Breakage. **International Journal of Traffic and Transportation Engineering**, v. 3, n. 4, p. 184–188, 2014.

MURTAZA, M. Brake modelling in train simulation studies. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 203, n. July, 1989.

MURTAZA, M. . Transients during a railway air brake release demand. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 204, p. 31–38, 1990.

MURTAZA, M. A. Parametric study of a railway air brake system. v. 206, 1992.

MURTAZA, M. A. Railway air brake simulation : an empirical approach. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 207, p. 51–56, 1993.

NAM, S.; KIM, H. A Study on the Improvement of Release Application Characteristics of Pneumatic Brakes for Freight Train Copyright ( C ) 2003 NuriMedia Co ., Ltd . Copyright ( C ) 2003 NudMedia Co ., Ltd . n. C, 2003.

NOURI-BORUJERDI, A. Transient modeling of gas flow in pipelines following catastrophic failure. **Mathematical and Computer Modelling**, v. 54, n. 11–12, p. 3037–3045, 2011.

ORTEGA, A. J.; PIRES, L. F. G.; NIECKELE, A. O. Una Alternativa para la Simulación Numérica del Comportamiento térmico en Régimen Transitorio de Flujo de Gas en Redes de Ductos. **Informacion Tecnologica**, v. 20, n. 5, p. 83–88, 2009.

OSIADACZ, A.; CHACZYKOWSKI, M. Comparison of isothermal and non-isothermal transient models. v. 81, n. June 2000, p. 41–51, 2001.

PHILIP J. PRITCHARD. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid mechanics**. [s.l: s.n.]. v. 53

PIECHOWIAK, T. Pneumatic train brake simulation method. **Vehicle System Dynamics**, v. 47, n. 12, p. 1473–1492, 2009.

PIECHOWIAK, T. Verification of pneumatic railway brake models. **Vehicle System Dynamics**, v. 48, n. 3, p. 283–299, 2010.

PUGI, L. et al. A parametric library for the simulation of a Union Internationale des Chemins de Fer (UIC) pneumatic braking system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 218, n. 2, p.

117–132, 2004.

PUGI, L. et al. Preliminary studies concerning the application of different braking arrangements on Italian freight trains. **Vehicle System Dynamics**, v. 49, n. 8, 2011.

PUGI, L.; PALAZZOLO, A.; FIORAVANTI, D. Simulation of railway brake plants: an application to SAADKMS freight wagons. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 222, n. 4, p. 321–329, 2008.

REDDY, H. P.; NARASIMHAN, S.; BHALLAMUDI, S. M. Simulation and state estimation of transient flow in gas pipeline networks using a transfer function model. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 45, n. 11, p. 3853–3863, 2006.

SHTEREV, K. S.; STEFANOV, S. K. Pressure based finite volume method for calculation of compressible viscous gas flows. **Journal of Computational Physics**, v. 229, n. 2, p. 461–480, 2010.

SPECCHIA, S. et al. A train air brake force model: Car control unit and numerical results. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 227, n. 1, p. 954409712447231, 2012.

SPECCHIA, S. et al. A train air brake force model: Locomotive automatic brake valve and brake pipe flow formulations. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 227, n. 1, p. 19–37, 2013.

TENTIS, E.; MARGARIS, D.; PAPANIKAS, D. Transient gas flow simulation using an Adaptive Method of Lines. **Comptes Rendus Mécanique**, v. 331, n. 7, p. 481–487, 2003.

THORLEY, A. R. D.; TILEY, C. H. Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines—a review of theoretical and some experimental studies. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 8, n. 1, p. 3–15, 1987.

TSAO, S. Numerical Solutions of Transients in Pneumatic Networks - Transmission-Line Calculations. **Journal of Applied Mechanics**, v. 35, n. 3, p. 588–, 1968.

TSAO, S. Numerical Solutions of Transients in Pneumatic Networks: Part 2—Nonlinear Termination Problems. **Journal of Applied Mechanics**, 1969.

WEI, W.; LIN, Y. Simulation of a freight train brake system with 120 valves. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 223, n. F1, p. 85–92, 2009.

WEINEROWSKA-BORDS, K. Alternative Approach to Convolution Term of Viscoelasticity in Equations of Unsteady Pipe Flow. **Journal of Fluids Engineering**, v. 137, n. 5, p. 54501, 2015.

## Apêndice A – Classificação de Equações Diferenciais Parciais (E.D.P.)

Nesse apêndice será apresentado o método de classificações de E.D.P.s (MEDEIROS; MIRANDA, 1981) e como foi aplicado no caso das equações de Navier-Stokes utilizadas neste trabalho. Assim, analisando uma E.D.P. genérica dada pela equação (A.1),

$$A \frac{\partial^2 v(x, y)}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 v(x, y)}{\partial x \partial y} + C \frac{\partial^2 v(x, y)}{\partial y^2} + D \frac{\partial v(x, y)}{\partial x} + E \frac{\partial v(x, y)}{\partial y} + F v(x, y) = G(x, y), \quad (\text{A.1})$$

na qual os coeficientes são as funções  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  e  $F$  tal que

$$A^2(x, y) + B^2(x, y) + C^2(x, y) \neq 0. \quad (\text{A.2})$$

Associada a esta E.D.P., constrói-se a equação diferencial ordinária característica (A.3),

$$A(x, y)(dy)^2 - B(x, y)(dx)(dy) + C(x, y)(dx)^2 = 0, \quad (\text{A.3})$$

na qual pode ser obtido o discriminante  $Z$  pela equação (A.4),

$$Z = B(x, y)^2 - 4A(x, y)C(x, y), \quad (\text{A.4})$$

que classificará a E.D.P. pelos valores indicados em (A.5).

$$\begin{cases} \text{Hiperbólica se } Z > 0 \\ \text{Elíptica se } Z < 0 \\ \text{Parabólica se } Z = 0 \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

Iniciando a análise das E.D.P.s utilizadas neste trabalho, tem-se, após a expansão da equação (30) (equação da continuidade) e  $u=dx/dt$ , a equação (A.6),

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right) = H, \quad (\text{A.6})$$

correlacionando a equação (A.6) com a (A.4), nota-se que naquela só existe o coeficiente  $B$ , tornando o resultado de  $Z$  sempre positivo e garantindo essa E.D.P. como sendo uma equação hiperbólica.

Com relação a equação de conservação de momento, foi utilizada a equação (12) somente com os termos na direção  $x$  e substituindo o termo da força cisalhante pela equação (A.7) (LOMAX et al., 2002),

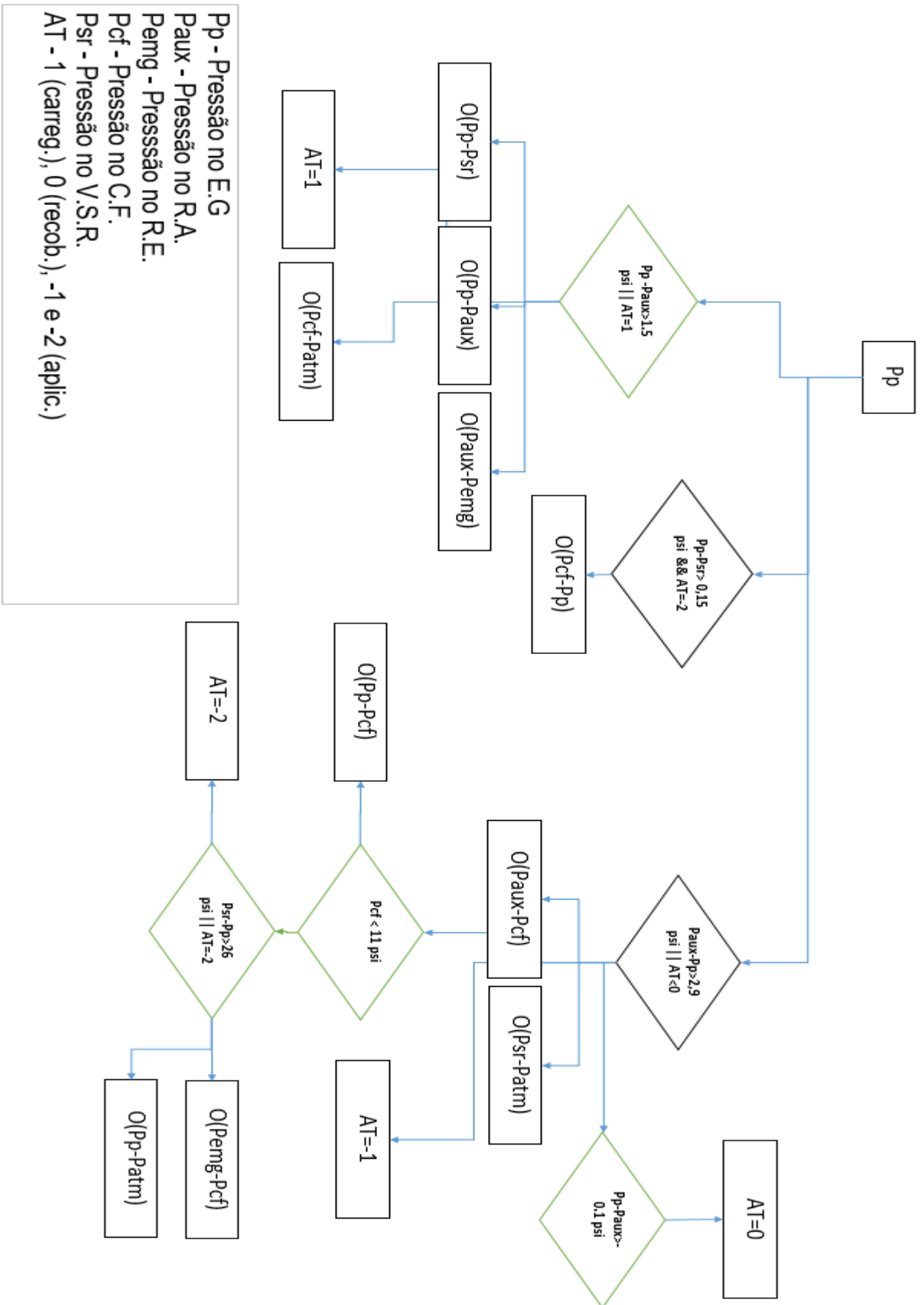
$$\tau_{xx} = \frac{4}{3} \mu \frac{\partial u}{\partial x}, \quad (\text{A.7})$$

gerando a equação (A.8).

$$\rho \frac{Du}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{4}{3} \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho g_x. \quad (\text{A.8})$$

Na equação (A.8), observa-se, por comparação com a (A.4), que existe somente o coeficiente  $A$  no valor de  $-4/3\mu$ , tornando o valor de  $Z$  maior que zero novamente. Assim, mostrando que as duas equações trabalhadas nesse trabalho são equações hiperbólicas.

## Anexo A – Fluxograma do Modelo da Válvula AB





## Anexo B – Fluxograma do Modelo da Válvula ABDX

